

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

Katedra výrobních strojů a konstruování



**Diplomová práce**

2009

Bc. Jan Komosný

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

Katedra výrobních strojů a konstruování

**Řešení náhradního pohonu výtlačných strojů  
koksárenské baterie**

**Design of Coke – Oven Battery Pusher  
Machines Standby Drive**

Student:

Bc. Jan Komosný

Vedoucí diplomové práce:

Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2009

## **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:.....

.....

podpis studenta

**Prohlašuji, že:**

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, же Высoкá школа ба́нская – Техни́кая универзита Ostrava (дále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, же оdevздáні́ем své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

## **Poděkování**

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce panu Dr. Ing. Jaroslavovi Meleckému a konzultantovi z firmy VÍTKOVICE POWER ENGINEERING a.s. panu Ing. Janu Veselému za trpělivost, pomoc s výpočty a návrhy při vypracovávání absolventské práce a hlavně za čas, který mi věnovali.

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KOMOSNÝ, J. Řešení náhradního pohonu výtlačných strojů koksárenské baterie. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 92 s. Diplomová práce, vedoucí Melecký, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem náhradního pohonu výtlačného zařízení koksárenské baterie. K pohonu výtlačné tyče koksárenské baterie bylo použito elektrického motoru (200 kW), jehož krouticí moment je přenášen převodovkou. Přenos momentu z pohonu na výtlačnou tyč je realizován ozubeným převodem tj. pastorkem a ozubeným hřebenem upevněným na výtlačné tyči. Ozubení je čelní s přímými zuby.

Při poruše hlavního motoru, či v jiných případech, kdy nemůže být použit hlavní motor, byl navržen k pohonu výtlačné tyče náhradní motor hydromotor o výkonu 200 kW.

## ANNOTATION OF DIPLOMA WORK

KOMOSNÝ, J. Design of Coke – Oven Battery Pusher Machines Standby Drive. Ostrava: Department of Production Machine and Designed, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 92 p. Diploma work, head Melecký, J.

This diploma work deals with a design emergency power unit of pusher device of the coke oven. To drive the pusher bar of coke oven was use electric motor (200kW) whose moment of force is transmitted by the gear box. Transmission of the moment of force from drive to pusher bar is realized by cog-ring, that is, by bevel pinion and gear peak fixed by pusher bar. Serration is spur gear with direct teeth.

At fault principal motor or in other case, when the principal motor cannot be used, was designed backup hydraulic motor, whose performance is too 200kW to drive of the pusher bar.

## **Obsah diplomové práce**

Obsah diplomové práce .....	6
Seznam použitého značení .....	8
1. Úvod .....	14
2. Technická zpráva – zadání .....	19
3. Technická zpráva .....	20
4. Výpočtová část .....	21
4.1 Síly při vytlačování koksu – Určení maximální síly při vytlačování .....	21
4.1.1 Odpor proti pohybu výtlačné tyče při chodu naprázdno .....	22
4.1.2 Odpor, kladený koksovým hranolem při průchodu koksovací komorou .....	24
4.1.3 Odpor, kladený koksovým hranolem při jeho průchodu vodícím vozem .....	26
4.2 Výpočet výkonu, volba elektromotoru a hřídele elektromotoru .....	28
4.2.1 Požadovaný výkon elektromotoru .....	28
4.2.2 Volba elektromotoru .....	28
4.2.3 Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele elektromotoru .....	28
4.3 Výpočet převodového poměru .....	30
4.4 Výpočet a volba ozubených kol .....	31
4.4.1 Čelní ozubená kola 1, 2 .....	31
4.4.2 Čelní ozubená kola 3, 4 .....	33
4.4.3 Čelní ozubená kola 5, 6 .....	36
4.4.4 Čelní ozubená kola 7, 8 .....	38
4.5 Návrh hřídelů a kontrola spojení .....	39
4.5.1 Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele č. 1 .....	39
4.5.2 Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele č. 2 .....	41
4.5.3 Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele č. 3 .....	44
4.5.4 Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele č. 4 .....	46
4.5.5 Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele č. 5, č. 6, č. 7 a hřídele hydromotoru .....	48
4.6 Statická kontrola - Grafy a tabulky pro určení součinitelů a parametrů statické kontroly .....	49
4.7 Statická kontrola .....	52
4.7.1 Statická kontrola - hřídel č. 1 .....	52
4.7.2 Statická kontrola - hřídel č. 2 .....	56
4.7.3 Statická kontrola - hřídel č. 3 .....	60
4.7.4 Statická kontrola - hřídel č. 4 .....	64
4.7.5 Statická kontrola - hřídel č. 5 .....	67
4.7.6 Statická kontrola - hřídel č. 6, hřídel č. 7 .....	70
4.8 Dynamická kontrola - Grafy a tabulky pro určení součinitelů a parametrů dynamické kontroly .....	70
4.9 Dynamická kontrola .....	73

4.9.1	Kontrola nejnebezpečnějšího místa na hřídeli č. 1: Místo D .....	73
4.9.2	Kontrola nejnebezpečnějšího místa na hřídeli č. 2: Místo B.....	74
4.9.3	Kontrola nejnebezpečnějšího místa na hřídeli č. 3: Místo B.....	75
4.9.4	Kontrola nejnebezpečnějšího místa na hřídeli č. 4: Místo C.....	77
4.9.5	Kontrola nejnebezpečnějšího místa na hřídeli č. 5: Místo B.....	78
4.9.6	Kontrola nejnebezpečnějšího místa na hřídeli č. 6 a hřídeli č. 7.....	79
4.10	Výpočet ložisek.....	80
4.10.1	Ložiska č. 1 na hřídeli č. 1 .....	80
4.10.2	Ložiska č. 2 na hřídeli č. 2 .....	81
4.10.3	Ložiska č. 3 na hřídeli č. 3 .....	82
4.10.4	Ložiska č. 4 na hřídeli č. 4 .....	84
4.10.5	Ložiska č. 5 na hřídeli č. 5 .....	85
4.10.6	Ložiska č. 6 na hřídeli č. 6 .....	86
4.10.7	Ložiska č. 7 na hřídeli č. 7 .....	87
4.11	Výpočet a návrh hydromotoru .....	89
4.12	Výpočet šroubů ložiskového domku.....	89
4.12.1	Kontrola šroubů na střih.....	89
4.12.2	Kontrola šroubů na otlačení .....	90
5.	Závěr.....	90
6.	Seznam použitých pramenů .....	91
7	Přílohy .....	92



## Seznam použitého značení

<u>Značka</u>	<u>Název</u>	<u>Jednotka</u>
Délka Pece	$l$	mm
Šířka pece	$b$	mm
Výška pece	$h$	mm
Délka hranolu u stropu	$l_{strop.}$	mm
Délka hranolu u podlahy	$l_{podl.}$	mm
Výška hranolu	$v_{hranol}$	mm
Šířka hranolu	$b_{hranol}$	mm
Váha samotné tyče	$G_3$	kg
Váha hlavy tyče	$G_1$	kg
Váha boty tyče	$G_2$	kg
Celková váha tyče	$G$	kg
Hustota suché vsázky	$\rho_{suh}$	$kg.m^{-3}$
Rychlost vytlačování	$v$	$m.s^{-1}$
Poloměr nosních kladek	$R$	mm
Poloměr čepu nosných kladek	$r$	mm
Součinitel čepového tření	$\mu$	-----
Součinitel valivého tření	$f_1$	-----
Součinitel vyjadřující tření výtlačné tyče o nákolky nosných kladek a přičení výtlačné tyče	$x$	-----
Síla potřebná pro pohyb výtlačné tyče	$P_1^a$	t
Část váhy výtlačné tyče přenášená opěrou při dosednutí na podlahu komory	$G^I$	t
Část výtlačné tyče nesená kladkami	$G^{II}$	t
Součinitel opěrné botky o podlahu komory	$f_2$	-----
Síla potřebná pro pohyb výtlačné tyče v poloze c	$P_1^c$	t
Vzdálenost od těžiště hlavy k přední nosné kladce	$L_1$	mm
Vzdálenost od těžiště přední botky k přední nosné kladce	$L_2^I$	mm
Vzdálenost od těžiště zadní botky k přední nosné kladce	$L_2^{II}$	mm
Vzdálenost od těžiště samotné tyče k přední nosné kladce	$L_3$	mm
Těžiště celkové tyče k přední nosné kladce	$L_T$	mm

Reakce	$R_1, R_2$	t
Síla potřebná pro pohyb výtlačné tyče v poloze f	$P_1^f$	t
Objem nasypného uhlí	$V_u$	$m^3$
Hustota vlhkého uhlí	$\rho_{vlhkého\ uhlí}$	$kg.m^{-3}$
Hmotnost uhlí	$m_{uhlí}$	t
Hmotnost koksu	$Q_k$	t
Síla potřebná pro tlačení koksu koksovací komorou	$P_2$	t
Výtěžnost koksu ze suchého uhlí	$\gamma$	%
Součinitel tření koksu o podlahu komory	$f_3$	-----
Součinitel dodatkového odporu	$k_1$	-----
Síla potřebná pro tlačení koksu vodícím vozem	$P_3$	t
Váha části koksového hranolu nacházejícího se ve vodícím koši	$Q_k^I$	t
Součinitel tření žhavého koksu o dno vodícího koše	$f_4$	t
Síla pro zrychlení koksového hranolu	$P_{kz}$	t
Čas pro rozběh	t	s
Celková síla v poloze a při zrychlování koksového	$P_a^I$	t
Síla pro tuhý chod	$P_{2max}$	t
Součinitel tuhého chodu	$S_1$	-----
Dynamický součinitel	$\beta$	-----
Maximální síla při vytlačování koksu za tuhého chodu	$P_{kmax}$	N
Úhlové rychlosti hřídelů	$\omega, \omega_2, \omega_3, \omega_4$	$rad.s^{-1}$
Výkon elektromotoru	P	W
Otáčky hřídelů	$n, n_1, n_2, n_3, n_4$	$ot.min^{-1}$
Krouticí moment hřídelů	$M_K, M_{km}, M_{K2}, M_{K3}$	N.m
Dovolené napětí v krutu, stříhu	$\tau_D$	MPa
Dovolený měrný tlak	$p_{dov}$	MPa
Převodový poměr	i	-----
Velikost hlavového průměru hřídele	$D_{a1}$	mm
Velikost hlavového průměru náboje	$D_{a2}$	mm
Délka drážkování	$l_{oz}$	mm

Počet zubů	$z$	-----
Tlak působící na bok jedné drážky	$p_{1oz}$	MPa
Mez pevnosti na v tahu	$R_m$	MPa
Síla obvodová působící na bok jedné drážky	$F_{1oz}$	MPa
Roztečný průměr drážkování	$D_S$	mm
Výška zubu	$h_{oz}$	mm
Napětí v ohybu	$\sigma_o$	MPa
Napětí v krutu	$\tau_K$	MPa
Ohybový moment	$M_o$	N. m
Nejmenší průměr hřídele	$d$	mm
Mez kluzu materiálu hřídele	$R_e$	MPa
Poloměr zaoblení	$R$	mm
Průměr hřídele při statické kontrole	$D$	mm
Tvarový součinitel ohybu	$\alpha_o$	-----
Tvarový součinitel krutu	$\alpha_o$	-----
Statická bezpečnost	$k_s$	-----
Šířka pera	$b$	mm
Hloubka drážky ve hřídeli	$t$	mm
Mez kluzu materiálu hřídele	$R_e$	MPa
Průměr hřídele v nebezpečném místě	$d$	mm
Vrubový součinitel pro hřídele s drážkou pro pero pro ohyb	$\beta_\sigma$	-----
Vrubový součinitel pro hřídele s drážkou pro pero pro krut	$\beta_\tau$	-----
Součinitel vyjadřující vliv velikosti součásti na mez únavy pro ohyb	$\nu_\sigma$	-----
Součinitel vyjadřující vliv velikosti součásti na mez únavy pro krut	$\nu_\tau$	-----
Součinitel vyjadřující vliv jakosti povrchu na mez únavy	$\varepsilon_p$	-----
Mez kluzu ve smyku	$R_{es}$	MPa
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Co}$	MPa
Mez únavy v krutu	$\tau_{Ck}$	MPa
Dynamická bezpečnost v ohybu	$k_\sigma$	MPa
Dynamická bezpečnost v krutu	$k_\tau$	-----

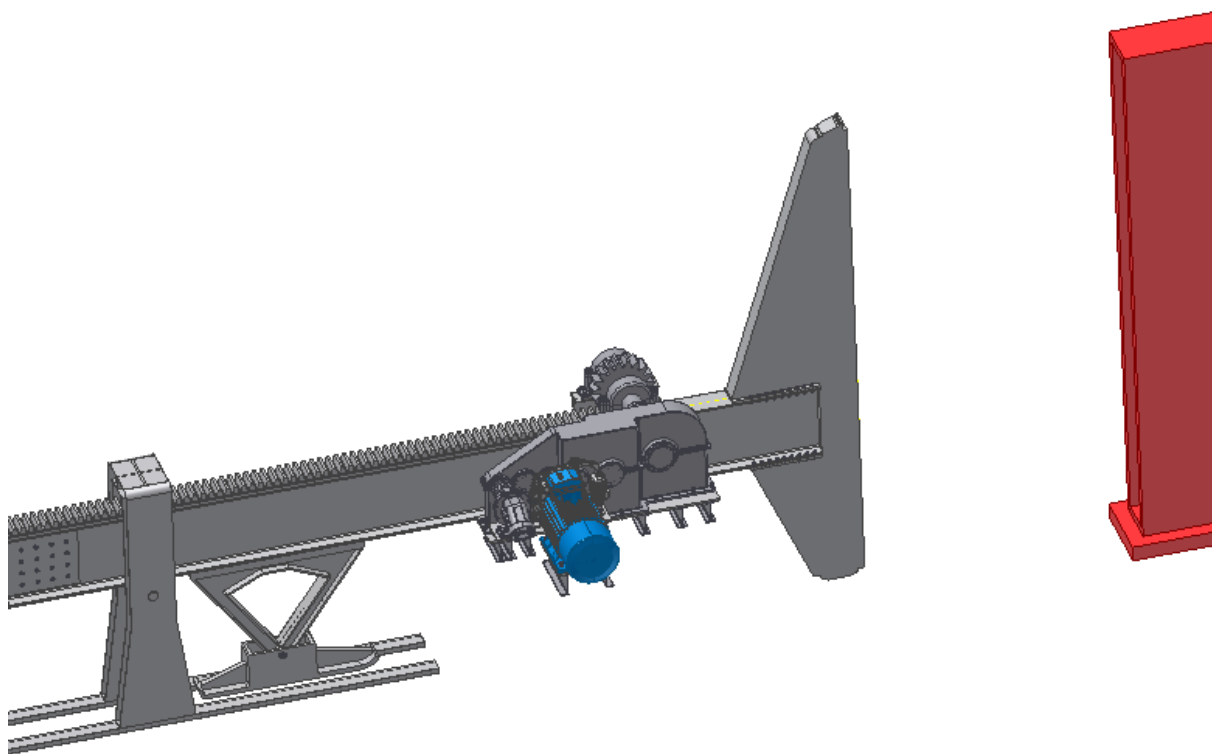
Bezpečnost proti plastickým deformacím	$k_{\tau}^I$	-----
Výsledná dynamická bezpečnost	$k_{dyn}$	-----
Změna tlaku	$\Delta P$	MPa
Výpočet geometrického objemu	$V_g$	$cm^3$
Potřebné množství šroubů při výpočtu na stříh	$i_{střih}$	-----
Potřebné množství šroubů při výpočtu na otlačení	$i_{otlačení}$	-----
Délka menší namáhané strany šroubu otlačením	$l_{min}$	mm
Převodový poměr	i	-----
Modul	m	mm
Úhel sklonu	$\beta$	deg
Úhel profilu	$\alpha$	deg
Vzdálenost os	$a_w$	mm
Celková jednotková korekce	$\Sigma x$	-----
Počet zubů	z	-----
Jednotkové posunutí	x	-----
Průměr roztečné kružnice	d	mm
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	mm
Průměr patní kružnice	$d_f$	mm
Průměr základní kružnice	$d_h$	mm
Šířka ozubení	b	mm
Účinnost	$\eta$	-----
Radiální síla	$F_r$	N
Obvodová síla	$F_t$	N
Normální síla	$F_n$	N
Mez pevnosti v tahu	$S_u$	MPa
Mez kluzu v tahu	$S_v$	MPa
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{F \lim}$	MPa
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{H \lim}$	MPa
Tvrдость v jádře zubu	JHV	-----
Tvrдость na boku zubu	VHV	-----
Součinitel vnějších dynamických sil	$K_A$	-----
Součinitel vnitřních dynamických sil	$K_{Hv}$	-----

Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	----
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	----
Součinitel jednorázového přetížení	$K_{AS}$	----
Součinitel bezpečnosti v dotyku	$S_H$	----
Součinitel bezpečnosti v ohybu	$S_F$	----
Statická bezpečnost v dotyku	$S_{Hst}$	----
Statická bezpečnost v ohybu	$S_{Fst}$	----
Radiální zatížení ložiska	$F_r$	N
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti	$S_0$	----
Vnitřní průměr ložiska	d	mm
Vnější průměr ložiska	D	mm
Šířka ložiska	B	mm
Základní dynamická nosnost	C	N
Základní statická nosnost	$C_0$	N
Součinitel dynamického radiálního zatížení	X	----
Součinitel dynamického axiálního zatížení	Y	----
Součinitel statického radiálního zatížení	$X_0$	----
Součinitel statického axiálního zatížení	$Y_0$	----
Požadovaná jmenovitá životnost	$L_{req}$	hr
Požadovaná spolehlivost	$R_{req}$	----
Součinitel upravení životnosti pro zvláštní vlastnosti ložiska	$a_2$	----
Součinitel upravení životnosti pro provozní podmínky	$a_3$	----
Provozní teplota	T	°C
Součinitel přídavných sil	$f_d$	----
Jmenovitá životnost	$L_{na}$	hr
Vypočtený součinitel statické bezpečnosti	$S_{0c}$	----
Výkon ztracený třením v ložisku	$P_z$	W
Nutné minimální zatížení	$F_{min}$	N
Statické ekvivalentní zatížení	$P_0$	N
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	N

Součinitel upravení životnosti pro spolehlivost	$a_1$	-----
Součinitel teploty	$f_t$	-----
Délky per	$l_{0p}, l_{1p}, l_{1p1}, l_{2p}, l_{2p1}, l_{3p}$	mm
Šířky per	$b_{0p}, b_{1p}, b_{1p1}, b_{2p}, b_{2p1}, b_{3p}$	mm
Výšky per	$h_{0p}, h_{1p}, h_{1p1}, h_{2p}, h_{2p1}, h_{3p}$	mm
Tlak, působící na pera	$P_{OM}, P_{O1}, P_{O11}, P_{O2}, P_{O21}, P_{O3}$	MPa
Výpočet nejmenších průměrů hřídelů	$d_0^I, d_2^I, d_3^I, d^I$	mm
Průměr hřídelí v místě pera	$d_{0skut}^I, d_{1p}, d_{1p1}, d_{2p}, d_{2p1}, d_{3p}$	mm
Obvodové síly	$F_{tM}, F_{t1}, F_{t11}, F_{t2}, F_{t21}, F_{t3}$	N
Smyková napětí	$\tau_M, \tau_1, \tau_{11}, \tau_2, \tau_{21}, \tau_3,$	MPa

## 1. Úvod

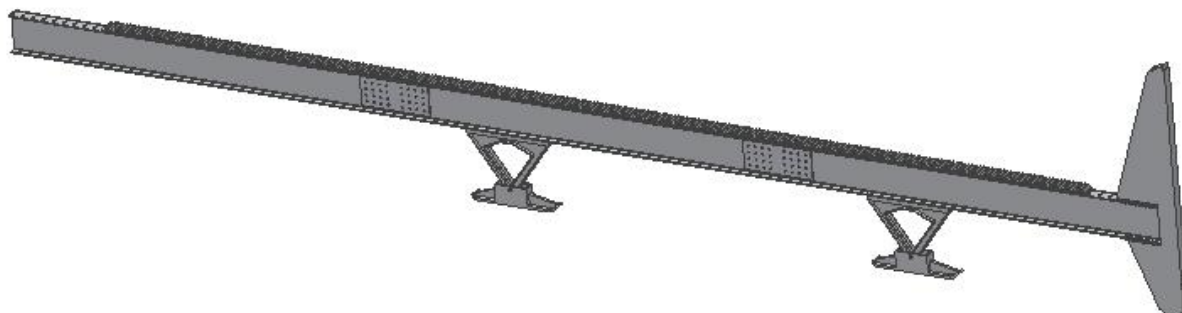
Úkolem této diplomové práce je návrh náhradního pohonu výtlačného zařízení, sloužícího pro vytlačování žhavého koksu z koksových komor do hasicího vozu a následné vrácení výtlačné tyče do základní polohy v případě, že nebude základní pohon schopný provozu. Výtlačný stroj se skládá z výtlačné tyče vedené vodícími kozlíky, výtlačné hlavy, pohonu výtlačné tyče a zde řešeného náhradního pohonu realizované pomocí hydromotoru. V řešení jsou zahrnuty výpočty nejdůležitějších částí zařízení, tj. navržení výtlačné síly, sloužící k vytlačení koksového hranolu a následný návrh převodové skříně, výpočet jednotlivých převodů, kontrola převodů a jednotlivých součástí. Pohon, náhradní pohon, převodová skříň a jednotlivé komponenty jsou vymodelovány za pomoci grafického 3D softwaru Autodesk Inventor 2009 a AutoCAD 2009.



Obr. 1 Výtlačné zařízení

## Výtlačná tyč

Výtlačná tyč je určena k přenosu sil z poháněcího pastorku na ozubenou tyč a hlavu tyče na čelní stěnu koksového hranolu. Při každém vytlačování koksového hranolu, které se děje každých 12 až 15 minut. Výtlačná tyč pracuje v peci okolo 2 minut při teplotě stěn přibližně 1200°C. Po vysunutí může chladnout při teplotě v zimních měsících až – 30°C. Z toho plyne větší tepelné namáhání. Výtlačná tyč je skříňového průřezu, který je určen pro největší nosnost.

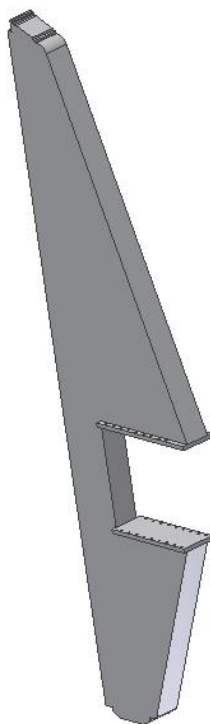


Obr. 2 Výtlačná tyč

## Hlava výtlačné tyče

Hlava výtlačné tyče je litá, udělána z jednoho kusu. Přenáší tlak na celý svislý průřez koksového hranolu, čelo výtlačné hlavy je oproti svislé rovině nakloněno pod úhlem 12° a to z toho důvodu, aby při vytlačování koksu byl koks tlačěn k podlaze koksové komory a neměl snahu přepadávat přes horní okraj výtlačné hlavy. Výtlačná hlava je k výtlačné tyči přišroubována a je zajištěno výškové nastavení výtlačné hlavy podložkami. Horní část výtlačné hlavy je přizpůsobena pro úchyt odgrafítovacího zařízení, které má tvar ozubeného hřebene. Ve spodní části je samostavitelná patka, která zabraňuje, aby vytlačený koks nebyl vtažen pod výtlačnou hlavu. V horní části hlavy je umístěn stírací hřeben na odstranění grafitu ze stropu koksovací baterie.

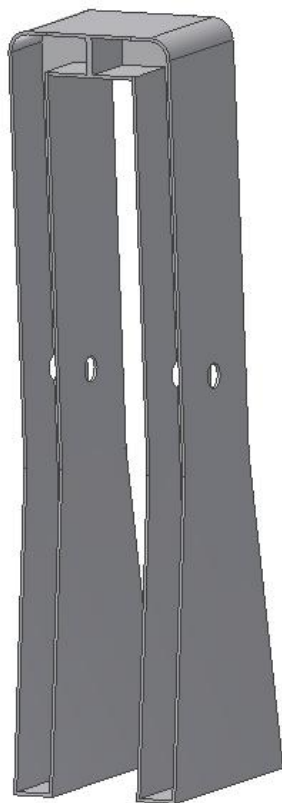




Obr. 3 Hlava výtlačné tyče

### Vodící kozlíky

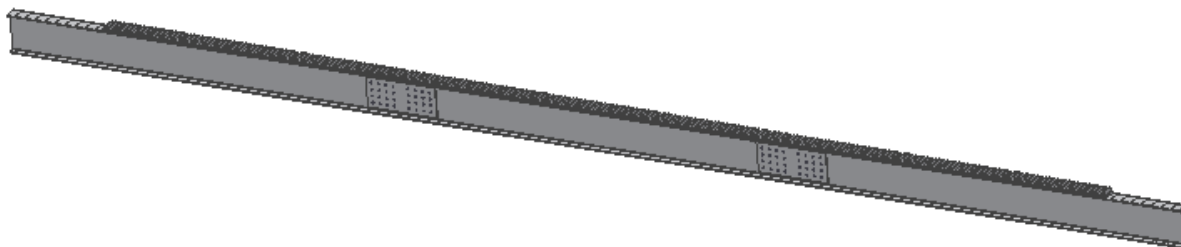
Vodící kozlíky jsou určeny k podepření a vedení výtlačné tyče. Tyč popojíždí po kladkách uložených kluzně na čepech. Při výběru kluzných ložisek musíme brát zřetel na způsob namáhání těchto ložisek, majících malé obvodové rychlosti, kdy dochází k meznímu tření a rychlejšímu opotřebení. Rychlému opotřebování podléhají čepy nosných kladek. Pro zmenšení opotřebování byla provedena ochrana pouzdem nataženým na samotném čepu. Při opotřebování pouzdra se to vymění, aniž by se musel čep demontovat z vodícího kozlíku. Výškové nastavení kozlíku je provedeno podložkami.



Obr. 4 Vodící kozlík

#### Upevnění ozubené tyče na výtlačné tyči

Ozubená tyč je upevněna pomocí nýtů na horní pásnici, kde je zaručen dobrý záběr pastorku i při průhybu tyče. Zvětšuje se ale nebezpečí rychlejšího opotřebení zubů koksovým prachem. Další výhodou však je celkové zkrácení výtlačné tyče a tím i menší prostor, jež zabírá výtlačný stroj. Výtlačná tyč se zkrátí o délku, o kterou musíme ve spodním použití pohonu posunout pastorek tak, aby byl před podpěrnou nohou. Na začátku a konci ozubené tyče je upevněn volný zub, který chrání výtlačnou tyč, aby nevyjela ze záběru. Pastorek se na tomto zubu volně protáčí.



Obr. 5 Upevnění ozubené tyče na výtlačné tyči

## Pohon výtlačné tyče

Hlavní pohon je dimenzován na sílu pro vytlačení koksu z koksárenské baterie. Pracuje s přestávkami danými dobou přejetí k další koksové komoře a její přípravě pro tlačení koksu. Pohon se skládá z pohonného pastorku, spojky, brzdy, elektromotoru, převodovky a náhradního pohonu.

## Koksárenská baterie

Zpracovává připravenou uhelnou směs. Z uhlé věže se uhelná směs sype do výtlačného a sázecího stroje (při přechovaném provozu), ve kterém se upěchuje uhelný hranol. Ten se sází do koksovací komory. U koksovný se sypným provozem odváží uhelnou směs od uhlé věže plnicí vůz (umístěný v podélné ose koksárenské baterie), z něhož se uhelná směs sype do komor plnicími otvory ve stropě baterie. Po zkoksování uhlí se žhavý koks vytlačí z komory do hasicího vozu a uhasí se vodní sprchou pod hasicí věží. Pak se převezí na koksovou rampu. V koksárenské baterii se získává surový koksárenský plyn a celkový koks.

Na koksové rampě koks vychladne. Po vychladnutí se koks dopravuje do hrubé třídičky koksu. Odtříděný hutnický koks se dopravuje k vysokým pecím, zpravidla dopravními pásy, nebo na jiná místa spotřeby. Tříděný jemný koks je dopravován, většinou železničními vozy, spotřebitelům. Surový koksárenský plyn unikající z koksovacích pecí je zpracováván v chemických provozovnách.

## 2. Technická zpráva – zadání

V rámci diplomové práce navrhnete náhradní pohon pro výtlačné zařízení výtlačného stroje u koksárenské baterie pro koksovnu v Magnitogorsku.

### Zadání:

1. rozměry koksovací komory – délka pece 17056 mm, střední šířka 465 mm, výška 7000 mm, délka hranolu u podlahy 16196 mm, délka hranolu u stropu 16156 mm
2. Rychlost vytlačování  $v = 0,5 \text{ m.s}^{-1}$
3. Hustota suché vsázky  $\rho_{suh} = 730 \text{ kg.m}^{-3}$
4. Vlhkost uhelné vsázky = 8 %
5. Výtěžnost koksu ze suchého uhlí = 76,5 %
6. Použijte schéma rozmístění výtlačného zařízení dle podkladů Vítkovice Power Engineering a.s.

Tab. 1 - Rozměry:

Pec:	Koksový hranol
Délka $l = 17056 \text{ mm}$ Šířka $b = 465 \text{ mm}$ Výška $h = 7000 \text{ mm}$	délka u podlahy $l_{podl.} = 16196 \text{ mm}$ délka u stropu $l_{strop.} = 16156 \text{ mm}$ výška hranolu $v_{hranol} = 6765 \text{ mm}$ šířka hranolu $b_{hranol} = 464 \text{ mm}$

Tab. 2 - Váha výtlačné tyče:

Jednotlivé díly	Počet	Váha
Tyč	1	$G_3 = 16600 \text{ kg}$
Hlava tyče	1	$G_1 = 5000 \text{ kg}$
Bota tyče	2	$G_2 = 1500 \text{ kg}$
Celková váha tyče (samotná tyč + hlava 2x + bota)		$G = 24600 \text{ kg}$

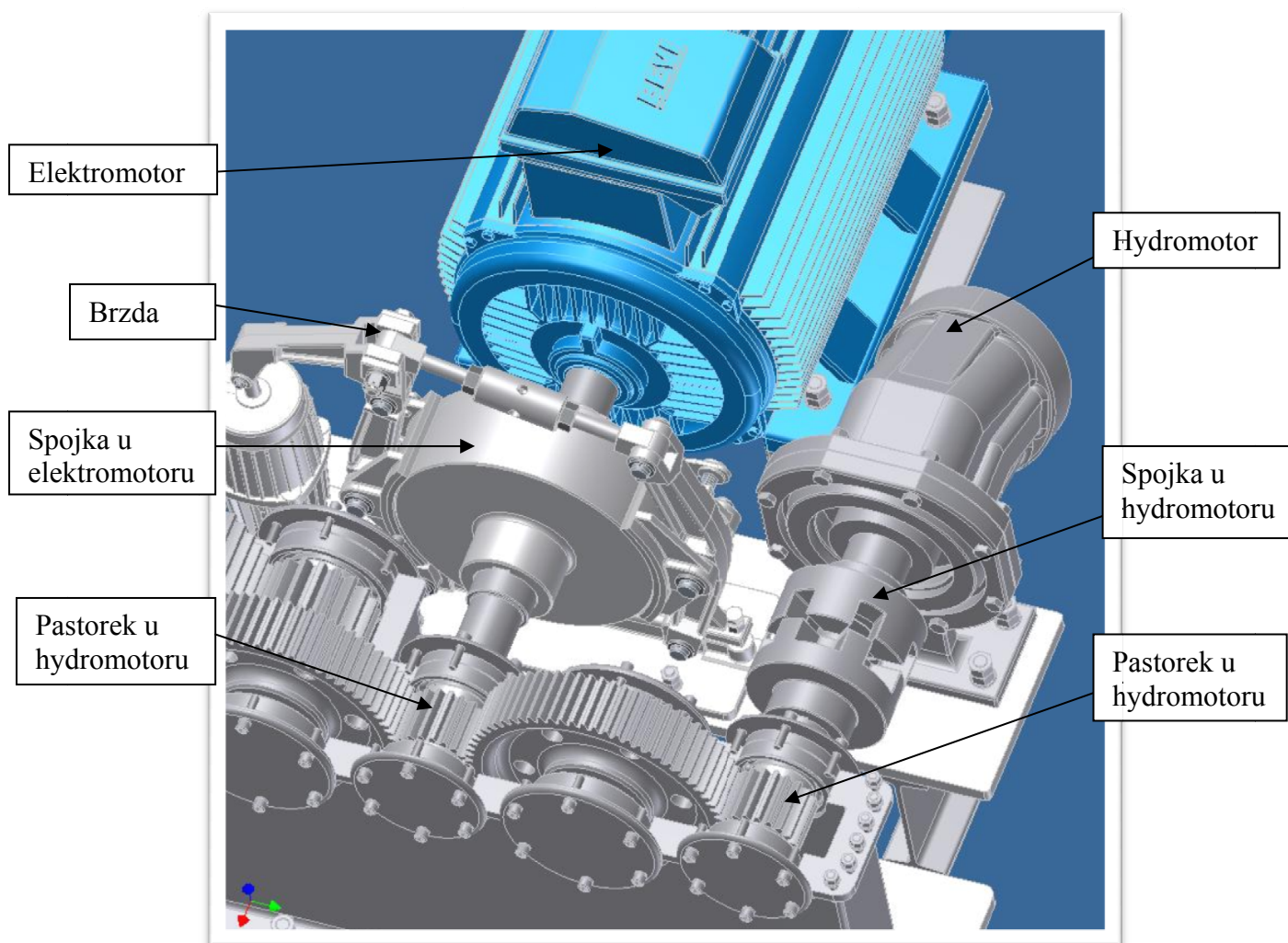
Tab. 3 - Parametry:

hustota suché vsázky	$\rho_{suh} = 730 \text{ kg.m}^{-3}$
vlhkost uhelné vsázky	8%
výtěžnost koksu ze suchého uhlí	$\gamma = 76,5\%$
rychlost vytlačování	$v = 0,5 \text{ m.s}^{-1}$

### 3. Technická zpráva

#### Náhradní pohon – HYDROMOTOR

Náhradní pohon jsem volil hydromotoru a používá se v případě poruše elektromotoru a pro vytlačení zbylého koksu a následné vytažení výtláčné tyče z koksovací komory. Dveře koksovací komory se ponechávají otevřené. Náhradní pohon je upevněn na společném rámu s elektromotorem. Když se motor porouchá, zapojí se hydromotor. Hydromotor se do záběru zapojí ručně pomocí navržené spojky. Spojka se zajistí proti horizontálnímu posuvu šroubem. Záběrový pastorek hydromotoru je zapojen k záběrovému pastorku motoru ozubeným kolem stejným převodovým poměrem. Pastorek i kolo od hydromotoru běží při základním chodu naprázdno. Elektromotorový hřídel je spojený s převodovkou spojkou, která se popř. při poruše odpojí, nebo může motor běžet na prázdno. Závisí na druhu poruchy. Hydromotor jsem navrhnul tak, aby měl stejné základní parametry, jako elektromotor (otáčky, výkon).

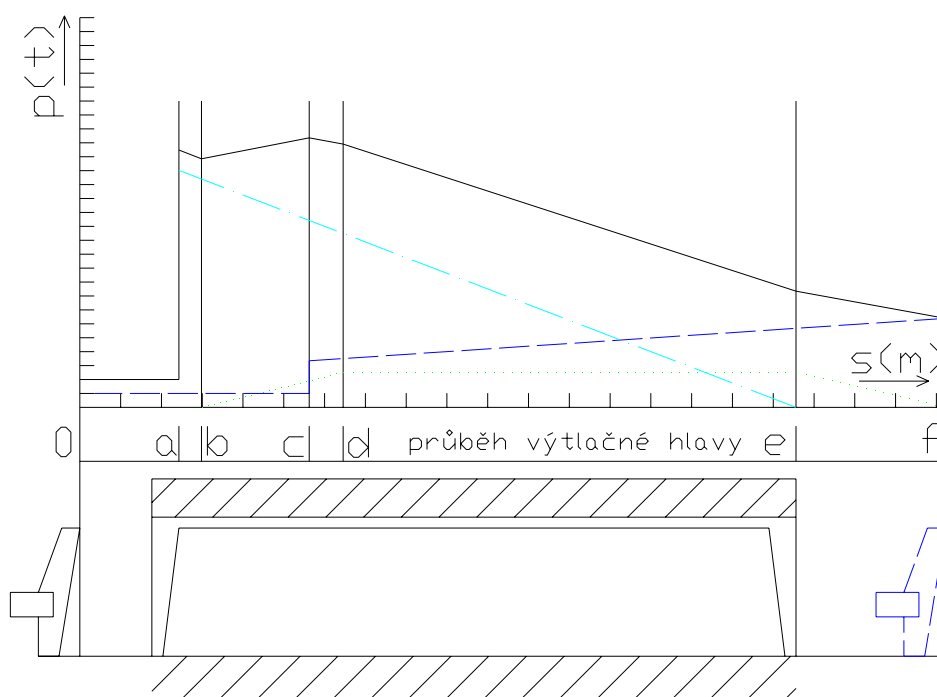


Obr. 6 Detail pohonu

## 4. Výpočtová část

### 4.1 Síly při vytlačování koksu – Určení maximální síly při vytlačování

Řádný a bezpečný chod výtlačného stroje, jednotlivých mechanismů, výtlačného ústrojí a dodržení požadavku dlouhé životnosti a dobrého stavu bílého zdiva vyžaduje správné určení síly potřebné pro vytlačování koksu z koksovací komory.



Obr. 1.1 Průběh sil při vytlačování koksu

Popis obrázku 7.

- \_\_\_\_\_ síla pro vytlačování koksu ( $P_{kp}$ )
- odpor proti pohybu výtlačné tyče ( $P_1$ )
- . - . - . - . - . odpor koksového hranolu v komoře ( $P_2$ )
- ..... odpor koksového hranolu ve vodícím koši ( $P_3$ )

### **4.1.1 Odpor proti pohybu výtlačné tyče při chodu naprázdno**

#### **4.1.1.1 Poloha 0-a-b-c:**

Výtlačná tyč začíná pohyb z výchozí krajní polohy, tyč je nesena nosnými kladkami, opěrná botka se ještě neopírá o dno koksovací komory.

R - poloměr nosných kladek – R = 190mm

r - poloměr čepu nosných kladek – r = 50 mm

$\mu$  - součinitel čepového tření –  $\mu = 0,07 - 0,1 \Rightarrow$  volím 0,07

$f_1$  - součinitel valivého tření -  $f_1 = 0,05 - 0,08 \Rightarrow$  volím 0,06

x – součinitel vyjadřující tření výtlačné tyče o nákolky nosných kladek a přičení výtlačné tyče

$x = 0,5 - 0,4 \Rightarrow$  volím 0,6

$P_1^a$  - Síla potřebná pro pohyb výtlačné tyče 0 – a - b

$$P_1^a = \frac{G}{R} \cdot (\mu \cdot r + f_1) \cdot x = \frac{24,6}{19} (0,07 \cdot 50 + 0,06) \cdot 0,6 = 0,318t \quad (1.1)$$

#### **4.1.1.2 Poloha c:**

Výtlačná tyč je v poloze, kdy se váha části výtlačné tyče (včetně váhy výtlačné hlavy a opery), počne přenášet operou, která dosedne na podlahu koksovací komory.

$G^I$  - část váhy výtlačné tyče přenášena opěrou při dosednutí na podlahu komory

$G^{II}$  - část výtlačné tyče nesená kladkami

$f_2$  - součinitel opěrné botky o podlahu komory -  $f_2 = 0,45 - 0,5 \Rightarrow$  volím 0,5

$G^I = 6,11t$ ;  $G^{II} = 18,49t$

$P_1^c$  - Síla potřebná pro pohyb výtlačné tyče v poloze c

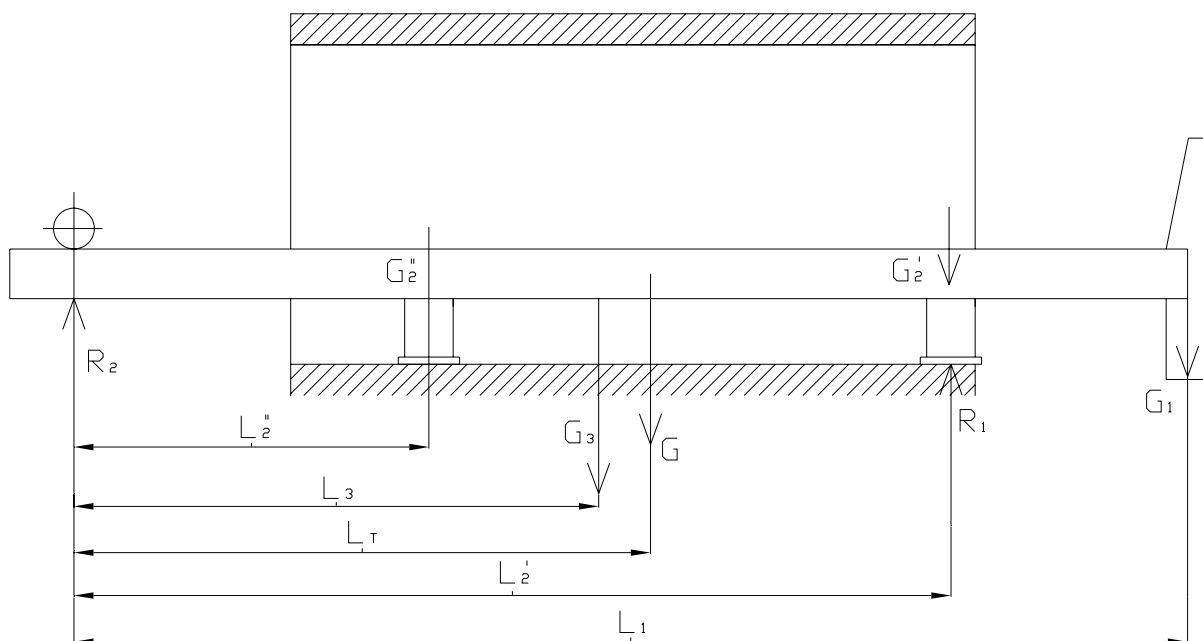
$$P_1^c = G^I \cdot f_2 + \frac{G^{II}}{R} \cdot (\mu \cdot r + f_1) \cdot x$$

$$P_1^c = 6,11 \cdot 0,5 + \frac{18,49}{19} \cdot (0,07 \cdot 50 + 0,06) \cdot 1,5 = 3,294t \quad (1.2)$$

#### 4.1.1.3 Poloha f:

Výtlačná tyč je v koncové krajní poloze (vytlačování koksu je ukončeno). Tlak opěrné botky na podlahu komory je maximální.

$l_1, l_2^I, l_2^{II}, l_3, l_t$  - vzdálenost těžišť, jednotlivých vah od přední nosné kladky (obr. 1)



Obr. 1.2 Určení reakcí při vysunutí výtlačné tyči

$L_1 = 27673mm$  vzdálenost od těžiště hlavy k přední nosné kladce

$L_2^I = 22974mm$  vzdálenost od těžiště přední botky k přední nosné kladce

$L_2^{II} = 9282mm$  vzdálenost od těžiště zadní botky k přední nosné kladce

$L_3 = 11496mm$  vzdálenost od těžiště samotné tyče k přední nosné kladce

Těžiště celkové tyče:

$$L_T = \frac{G_1 \cdot l_1 + G_2^I \cdot l_2^I + G_3 \cdot l_3 + G_2^{II} \cdot l_2^{II}}{G}$$

$$L_T = \frac{5.27,673 + 1,5.22,974 + 16,6.11,496 + 1,5.9,282}{24,6}$$

$$L_T = 15,349m$$

(1.3)

..



Velikost reakcí se určí z podmínky rovnováhy momentů sil.

$$R_1 = G \cdot \frac{l_T}{l_2^I} = 24,6 \cdot \frac{14,458}{22,974} = 16,435t \quad (1.4)$$

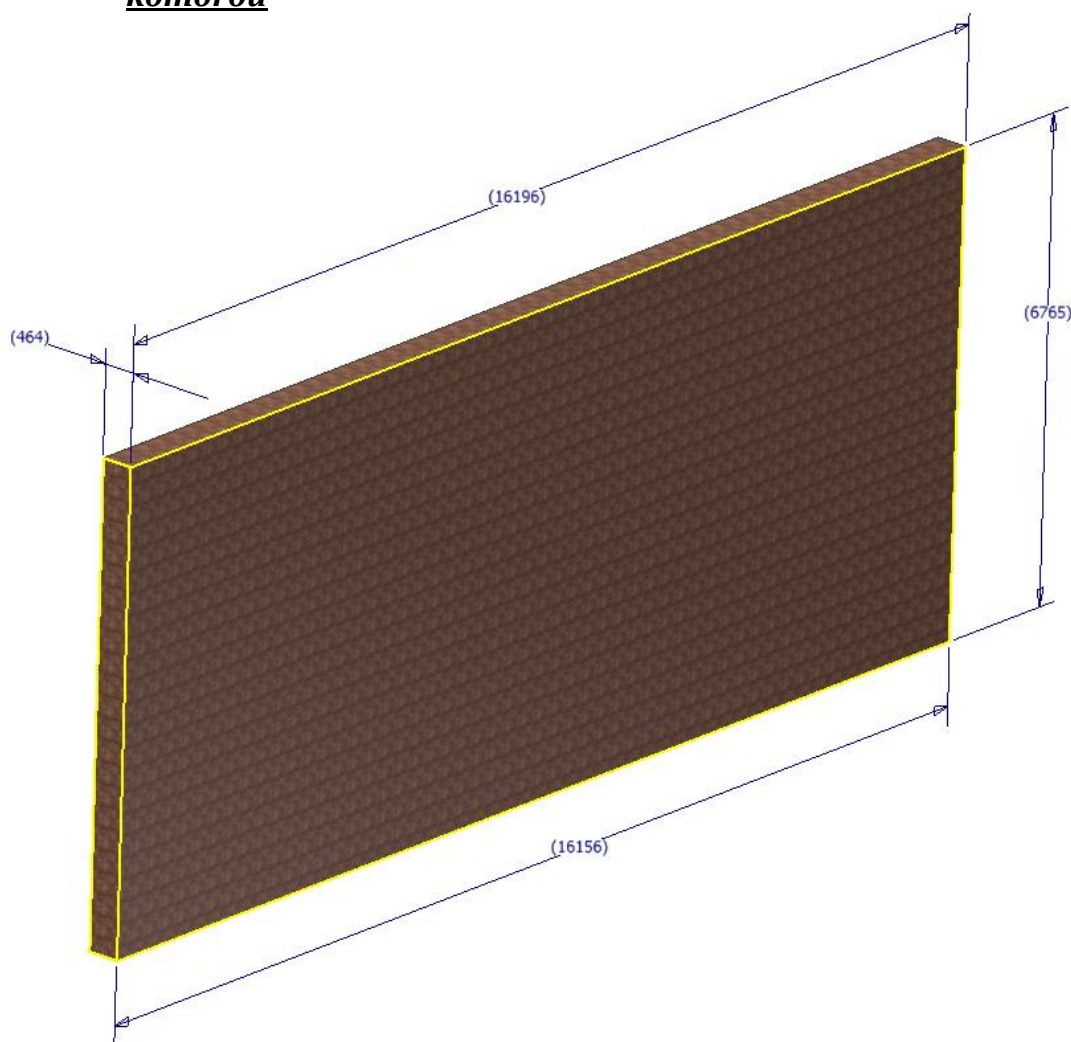
$$R_2 = G \cdot \frac{l_2^I - l_T}{l_2^I} = 24,6 \cdot \frac{22,974 - 14,458}{22,974} = 8,165t \quad (1.5)$$

$P_1^f$  - Síla potřebná pro pohyb výtlačné tyče v poloze f

$$P_1^f = R_1 \cdot f_2 + \frac{R_2}{R} \cdot (\mu \cdot r + f_1)$$

$$P_1^f = 16,435 \cdot 0,5 + \frac{8,165}{19} \cdot (0,075 + 0,06) = 8,323t \quad (1.6)$$

#### 4.1.2 Odpor, kladený koksovým hranolem při průchodu koksovací komorou



Obr. 1.3 Koksový hranol

Odpor, který klade koksový hranol při svém pohybu koksovací komorou, je určen váhou koksu, který je v daný okamžik v komoře, součinitelem tření žhavého koksu o dno komory (o žhavé dinasové cihly) a součinitelem vyjadřujícím dodatkový odpor vznikající třením koksového hranolu o stěny koksovací komory.

Objem nasypaného uhlí:

$$V_u = \left( \frac{l_{podl.} + l_{strop}}{2} \cdot v_{hranol} \right) \cdot b_{hranol}$$

$$V_u = \left( \frac{16,196 + 16,156}{2} \cdot 6,765 \right) \cdot 0,464$$

$$V_u = 50,776 m^3 \quad (1.7)$$

$\rho$  vlhkého uhlí při 8% vlhkosti vsázky:

$$\rho_{vlhkého\ uhlí} = \frac{(0,92 \cdot \rho_{suché\_uhlí} + 0,08 \rho_{vody})}{1}$$

$$\rho_{vlhkého\ uhlí} = \frac{(0,92 \cdot 0,73 + 0,08 \cdot 1)}{1}$$

$$\rho_{vlhkého\ uhlí} = 0,7516 t / m^3 \quad (1.8)$$

Při podmínce že se voda vypaří a objem zůstane stejný (místo vody bude mezi zrny uhlí vzduch) dále platí:

Hmotnost uhlí:

$$m_{uhlí} = V_u \cdot \rho_{suh}$$

$$m_{uhlí} = 50,776 \cdot 0,73$$

$$m_{uhlí} = 37,23 t \quad (1.9)$$

Při zadané výtěžnosti koksu  $\gamma = 76,5\%$  platí,

$Q_k$  - hmotnost koksu:

$$Q_k = m_{uhlí} \cdot \gamma$$

$$Q_k = 37,26.0,765$$

$$Q_k = 28,481 \approx 28,5t \quad (1.9)$$

$P_2$  - síla potřebná pro tlačení koksu koksovací komorou:

$f_3$  - součinitel tření koksu o podlahu komory  $f_3 = 0,6 - 1 \Rightarrow$  volím 0,6

$k_1$  - součinitel dodatkového odporu  $k_1 = 1,2$

$$P_2 = Q_k \cdot f_3 \cdot k_1 = 28,5.0,6.1,2 = 20,52t \quad (1.10)$$

#### **4.1.3 Odpor, kladený koksovým hranolem při jeho průchodu vodícím vozem**

Odpor, který klade koksový hranol tlačení ve vodícím vozu je určen vahou koksu nacházejícího se ve vodícím koši a součinitelem tření žhavého koksu o dno vodícího koše.

$P_3$  - síla potřebná pro tlačení koksu vodícím vozem:

$Q_k^I$  - váha části koksového hranolu nacházejícího se ve vodícím koši  $Q_k^I = 9,3t$

$f_4$  - součinitel tření žhavého koksu o dno vodícího koše  $f_4 = 0,4 - 0,5 \Rightarrow$  volím 0,45

$$P_3 = Q_k^I \cdot f_4 = 9,3.0,45 = 4,19t \quad (1.11)$$

Celková síla v jednotlivých polohách se rovná součtu sil působících v příslušné poloze. V poloze **a** je to síla  $P_1^a$  a  $P_2$ , takže:  $P^a$

$$P^a = P_1^a + P_2$$

$$P^a = 0,319 + 20,52$$

$$P^a = 20,839t \quad (1.12)$$

$P_{kz}$  Síla pro zrychlení koksového hranolu

$t$  – čas pro rozběh  $t = 4 - 8s \Rightarrow$  volím  $5s$

$$P_{kz} = \frac{Q_k}{g} \cdot \frac{v}{t}$$

$$P_{kz} = \frac{28,5}{9,81} \cdot \frac{0,5}{5}$$

$$P_{kz} = 0,29t \quad (1.13)$$

Celková síla v poloze **a** při zrychlování koksového hranolu je:

$$P_a^I = P^a + P_{kz}$$

$$P_a^I = 20,839 + 0,29$$

$$P_a^I = 21,128t \quad (1.14)$$

Pro tuhý chod je nutno v poloze **a** vyvinout sílu  $P_{2max}$ :

$S_1$  - součinitel tuhého chodu  $S_1 = 1,5 - 2,5$  volím  $1,5$

$\beta$  - dynamický součinitel  $\beta = 1,3$

$$P_{2max} = Q_k \cdot f_3 \cdot k_1 \cdot S_1 \cdot \beta$$

$$P_{2max} = 28,5 \cdot 0,6 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1,3$$

$$P_{2max} = 40,014t \quad (1.15)$$

Maximální síla při vytlačování koksu za tuhého chodu je v poloze **a** z rovnice:

Maximální síla potřebná pro vytlačování koksu za tuhého chodu bude při poloze výtlačné tyče na počátku dotyku výtlačné hlavy s koksovým hranolem. Její hodnota se vypočítá z rovnice

$$P_{kmax} = P_1^a + P_{2max}$$

$$P_{kmax} = 0,319 + 40,014$$

$$P_{kmax} = 40,33t \quad (1.16)$$

Převod na Newtony:

$$\begin{aligned} P_{k \max} &= 40,33t = 40,33 \cdot 10^3 \cdot g \\ P_{k \max} &= 40,33 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \\ P_{k \max} &= 395661,9N \end{aligned} \quad (1.17)$$

Při výpočtu výtlačné síly jsou uvedeny výsledky v neodpovídajících jednotkách (tuny). Důvodem mého konání je čerpání ze starší literatury, kde se počítá jen s tuny.

Postup výpočtu, koeficienty a součinitele jsou převzaty z literatury [1]

## **4.2 Výpočet výkonu, volba elektromotoru a hřídele elektromotoru**

### **4.2.1 Požadovaný výkon elektromotoru**

$$P = v \cdot P_{k \max} = 0,5 \cdot 395662 = 197763W = 197831kW \quad (2.1)$$

### **4.2.2 Volba elektromotoru**

Nízkonapěťový asynchronní trojfázový motor nakrátko

Výrobce: Bevi

8 - pólový, otáčky  $750 \text{ min}^{-1}$ , 400V/50Hz

Typ: Bevi 2D 355 L-8 B3 (Výkon 200kW při 50Hz)

Při volbě elektromotoru jsem vycházel z požadovaného výkonu.

### **4.2.3 Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele elektromotoru**

Materiál hřídele: 11600

Úhlová rychlost:

$n_1$  ...otáčky elektromotoru  $n_1 = 750 \text{ ot. min}^{-1}$

P...výkon elektromotoru  $P = 200kW$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78,54 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.2)$$

Krouticí moment hřídele motoru:

$$M_{Km} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{200000}{78,54} = 2546,47 N.m \quad (2.3)$$

Výpočet nejmenšího průměru hřídele:

$\tau_D = 60 MPa$  - dovolené napětí

$$d_{0}^I = \sqrt[3]{\frac{M_{km} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{2546473.16}{3,14 \cdot 60}} = 60 mm \quad (2.4)$$

#### **4.2.3.1 Volba a kontrola pera na hřídeli od motoru**

Volím pero ČSN 02 2562 A 28x16x90

$l_{0p} = 90 mm, b_{0p} = 28 mm, h_{0p} = 16 mm$  ...délka, šířka, výška pera

$d_{0skut}^I$  ... průměr hřídele pro navrhované pero  $d_{0skut}^I = 100 mm$

Volil jsem průměr hřídele s ohledem na drážku pera v hřídeli a navrženou spojku.

#### **KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ:**

Velikost působícího tlaku:

$$P_{Om} = \frac{4 \cdot M_{Km}}{h_{0p} \cdot l_{0p} \cdot d_{skut}^I} \leq p_{dov} (MPa)$$

$p_{dov}$  ...dovolený měrný tlak;  $p_{dov} = 120 MPa$

$$P_{Om} = \frac{4 \cdot M_{Km}}{h_{0p} \cdot l_{0p} \cdot d_{skut}^I} = \frac{4 \cdot 2546470}{16 \cdot 90 \cdot 100} = 70,74 MPa$$

$$p_{dov} \rangle p_{Om} = 120 \rangle 70,74 MPa \quad (2.5)$$

**KONTROLA PERA NA STŘIH:**

Obvodová síla:

$$F_{tM} = \frac{2 \cdot M_{Km}}{d_{skut}^I} = \frac{2 \cdot 22546470}{100} = 50929,4 N \quad (2.6)$$

Smykové napětí:

$$\tau_M = \frac{F_{tM}}{b_{0p} \cdot l_{0p}} = \frac{50929,4}{28,90} = 20,21 MPa \quad (2.7)$$

$$\tau_D = 40 MPa \geq \tau \text{ vypočítané} = \text{vyhovuje}$$

**4.3 Výpočet převodového poměru**

Zadané hodnoty:

$$n_1 = 750 \text{ ot. min}^{-1} \dots \text{otáčky motoru}$$

$$n = 13,26 \text{ ot. min}^{-1} \dots \text{otáčky pastorku pohonu tyče}$$

Převodový poměr:

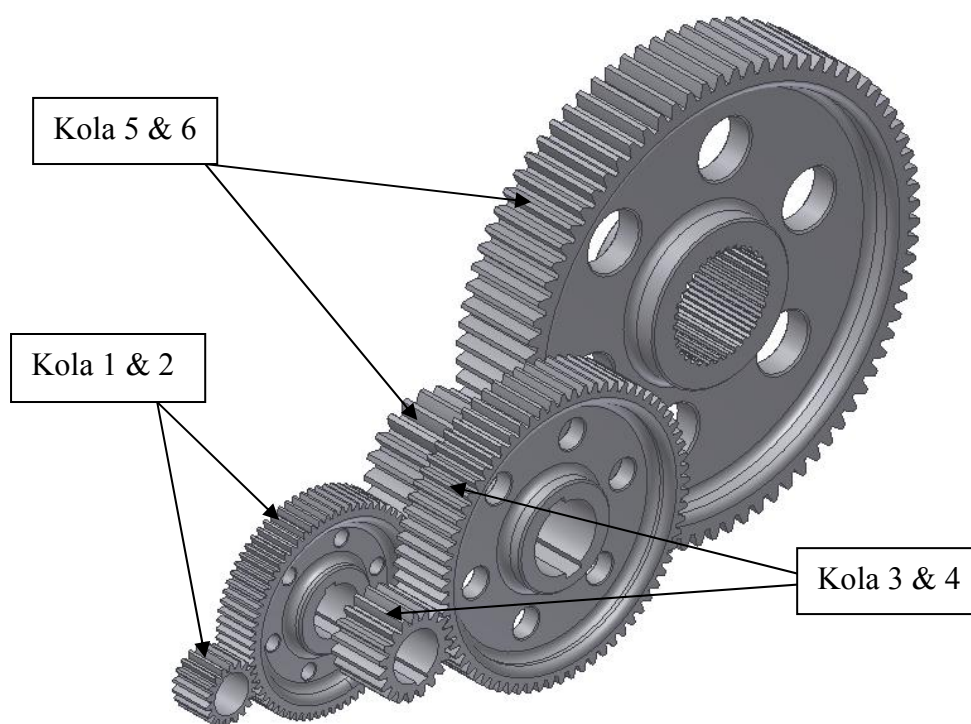
$$i = i_c = \frac{n_1}{n} = \frac{750}{13,26} = 56,56 \quad (3.1)$$

Vzhledem k velikosti převodového poměru volím 3stupňovou převodovku.

## 4.4 Výpočet a volba ozubených kol

Výpočet a návrh ozubených kol byl proveden v programu INVENTOR 2009. Hodnoty a výsledky jsou převzaty z programu Inventor 2009. Znázornění a pozice ozubených kole viz *Obr. 5.1 Schéma rozvržení hřídelů, per a ozubení a Obr. 4.1 Schéma ozubených kol*  
Kompletní zpráva je uložena na disku CD: VII. Výpočty a návrh ozubených kol

Materiál kol: 14 220



Obr. 4.1 Schéma ozubených kol

### 4.4.1 Čelní ozubená kola 1, 2

Čelní ozubené kolo 1 se nachází na hřídeli č. 1, čelní ozubené kolo 2 se nachází na hřídeli č. 2.

Metoda výpočtu pevnosti dle ČSN 01 4686:1988

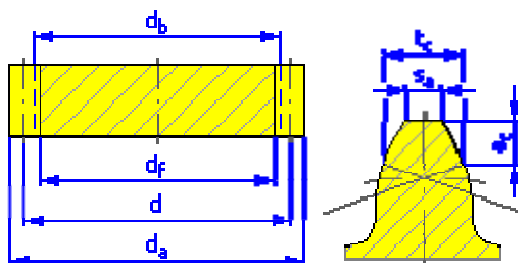
Tab. 4.1 - Společné parametry

Převodový poměr	$i$	3,7368 [-]
Modul[-]	$m$	7,000 mm
Úhel sklonu	$\beta$	0,0000 deg
Úhel profilu	$\alpha$	20,0000 deg
Vzdálenost os	$a_w$	315,000 mm
Celková jednotková korekce	$\Sigma x$	-0,0000 [-]



Tab. 4.2 - Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Počet zubů	$z$	19 [-]	71 [-]
Jednotkové posunutí	$x$	0,3581 [-]	-0,3581 [-]
Průměr roztečné kružnice	$d$	133,000 mm	497,000 mm
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	152,014 mm	505,986 mm
Průměr patní kružnice	$d_f$	120,514 mm	474,486 mm
Průměr základní kružnice	$d_b$	124,979 mm	467,027 mm
Šířka ozubení	$b$	105,000 mm	105,000 mm
Výška hlavy zubu	$a^*$	1,0000 [-]	1,0000 [-]
Hlavová vůle	$c^*$	0,2500 [-]	0,2500 [-]
Zaoblení paty	$r_f^*$	0,3500 [-]	0,3500 [-]



Obr. 4.2 Rozměry kola

Tab. 4.3 - Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	$P$	200,000 kW	196,000 kW
Otáčky	$n$	750,00 min <sup>-1</sup>	200,70 min <sup>-1</sup>
Krouticí moment	$T$	2546,479 N m	9325,474 N m
Účinnost	$\eta$	0,980 [-]	
Radiální síla	$F_r$	13937,483 N	
Obvodová síla	$F_t$	38292,919 N	
Normální síla	$F_n$	40750,473 N	

Tab. 4.4 - Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 14220	CSN 14220
Mez pevnosti v tahu	$S_u$	785 MPa	785 MPa
Mez kluzu v tahu	$S_y$	588 MPa	588 MPa
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flim}$	700,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim}$	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Tvrдость v jádře zubu	JHV	210 [-]	210 [-]
Tvrдость na boku zubu	VHV	650 [-]	650 [-]

Výpočet pevnosti

Tab. 4.5 - Součinitelé přidavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	$K_A$	1,000 [-]	
Součinitel vnitřních dynamických sil	$K_{Hv}$	1,058 [-]	1,058 [-]
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,316 [-]	1,286 [-]
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1,000 [-]	1,000 [-]
Součinitel jednorázového přetížení	$K_{AS}$	1,100 [-]	

Tab. 4.6 - Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	$S_H$	1,316 [-]	1,319 [-]
Součinitel bezpečnosti v ohybu	$S_F$	4,193 [-]	4,645 [-]
Statická bezpečnost v dotyku	$S_{Hst}$	2,651 [-]	2,657 [-]
Statická bezpečnost v ohybu	$S_{Fst}$	8,198 [-]	9,242 [-]

**Soukolí vyhovuje dovolená bezpečnost v dotyku  $S_H = 1,2$  a bezpečnost v ohybu  $S_F = 1,7$ .**

**4.4.2 Čelní ozubená kola 3, 4**

Čelní ozubené kolo 3 se nachází na hřídeli č. 2, čelní ozubené kolo 4 se nachází na hřídeli č. 3.

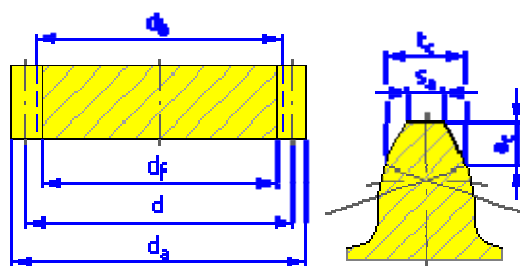
Metoda výpočtu pevnosti dle ČSN 01 4686:1988

Tab. 4.7 - Společné parametry

Převodový poměr	$i$	3,7368 [-]
Modul	$m$	10,000 mm
Úhel sklonu	$\beta$	0,0000 deg
Úhel profilu	$\alpha$	20,0000 deg
Vzdálenost os	$a_w$	450,000 mm
Celková jednotková korekce	$\Sigma x$	0,0000 [-]

Tab. 4.8 - Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Počet zubů	$z$	19 [-]	71 [-]
Jednotkové posunutí	$x$	0,3581 [-]	-0,3581 [-]
Průměr roztečné kružnice	$d$	190,000 mm	710,000 mm
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	217,163 mm	722,837 mm
Průměr patní kružnice	$d_f$	172,163 mm	677,837 mm
Průměr základní kružnice	$d_b$	178,542 mm	667,182 mm
Pracovní roztečný průměr	$d_w$	190,000 mm	710,000 mm
Šířka ozubení	$b$	150,000 mm	150,000 mm
Výška hlavy zubu	$a^*$	1,0000 [-]	1,0000 [-]
Hlavová vůle	$c^*$	0,2500 [-]	0,2500 [-]
Zaoblení paty	$r_f^*$	0,3500 [-]	0,3500 [-]



Obr. 4.3 Rozměry kola

Tab. 4.9 - Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	196,000 kW	192,080 kW
Otáčky	n	200,70 min <sup>-1</sup>	53,71 min <sup>-1</sup>
Svěrný moment	T	9325,671 N m	34151,588 N m
Účinnost	η	0,980 [-]	
Radiální síla	F <sub>r</sub>	35729,122 N	
Obvodová síla	F <sub>t</sub>	98164,956 N	
Axiální síla	F <sub>a</sub>	0,000 N	
Normální síla	F <sub>n</sub>	104464,964 N	

Tab. 4.10 - Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 14220	CSN 14220
Mez pevnosti v tahu	S <sub>u</sub>	785 MPa	785 MPa
Mez kluzu v tahu	S <sub>y</sub>	588 MPa	588 MPa
Mez únavy v ohybu	σ <sub>Flim</sub>	700,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ <sub>Hlim</sub>	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Tvrdost v jádře zubu	JHV	210 [-]	210 [-]
Tvrdost na boku zubu	VHV	650 [-]	650 [-]

### Výpočet pevnosti

Tab. 4.11 - Součinitelé přidavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	K <sub>A</sub>	1,000 [-]	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K <sub>Hv</sub>	1,015 [-]	1,015 [-]
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	K <sub>Hβ</sub>	1,213 [-]	1,194 [-]
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	K <sub>Hα</sub>	1,000 [-]	1,000 [-]
Součinitel jednorázového přetížení	K <sub>AS</sub>	1,100 [-]	

Tab. 4.12 Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S <sub>H</sub>	1,206 [-]	1,354 [-]
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S <sub>F</sub>	3,651 [-]	4,056 [-]
Statická bezpečnost v dotyku	S <sub>Hst</sub>	2,513 [-]	2,519 [-]
Statická bezpečnost v ohybu	S <sub>Fst</sub>	7,321 [-]	8,253 [-]

**Soukolí vyhovuje dovolená bezpečnost v dotyku SH = 1,2 a bezpečnost v ohybu SF=1,7.**

### 4.4.3 Čelní ozubená kola 5, 6

Čelní ozubené kolo 5 se nachází na hřídeli č. 3, čelní ozubené kolo 6 se nachází na hřídeli č. 4.

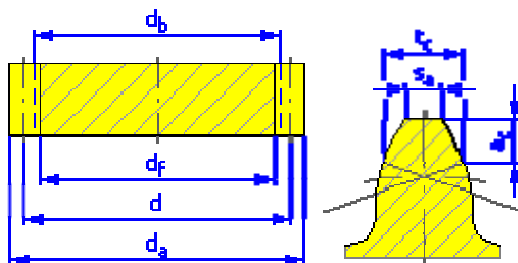
Metoda výpočtu pevnosti - CSN 01 4686:1988

Tab. 4.13 - Společné parametry

Převodový poměr	$i$	4,0500 [-]
Modul	$m$	14,000 mm
Úhel sklonu	$\beta$	0,0000 deg
Úhel profilu	$\alpha$	20,0000 deg
Vzdálenost os	$a_w$	710,000 mm
Celková jednotková korekce	$\Sigma x$	0,2177 [-]

Tab. 4.14 - Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Počet zubů	$z$	20 [-]	81 [-]
Jednotkové posunutí	$x$	0,3800 [-]	-0,1623 [-]
Průměr roztečné kružnice	$d$	280,000 mm	1134,000 mm
Průměr hlavové kružnice	$d_a$	318,544 mm	1157,361 mm
Průměr patní kružnice	$d_f$	255,639 mm	1094,456 mm
Průměr základní kružnice	$d_b$	263,114 mm	1065,611 mm
Pracovní roztečný průměr	$d_w$	281,188 mm	1138,812 mm
Šířka ozubení	$b$	210,000 mm	210,000 mm
Výška hlavy zubu	$a^*$	1,0000 [-]	1,0000 [-]
Hlavová vůle	$c^*$	0,2500 [-]	0,2500 [-]
Zaoblení paty	$r_f^*$	0,3500 [-]	0,3500 [-]



Obr. 4.4 Rozměry kola

Tab. 4.15 - Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	192,080 kW	188,238 kW
Otáčky	n	53,71 min <sup>-1</sup>	13,26 min <sup>-1</sup>
Svěrný moment	T	34150,603 N m	135543,743 N m
Účinnost	$\eta$	0,980 [-]	
Radiální síla	$F_r$	91566,561 N	
Obvodová síla	$F_t$	242902,176 N	
Axiální síla	$F_a$	0,000 N	
Normální síla	$F_n$	259587,947 N	
Obvodová rychlost	v	0,787 mps	
Rezonanční otáčky	$n_{EI}$	4204,253 min <sup>-1</sup>	

Tab. 4.16 - Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 14220	CSN 14220
Mez pevnosti v tahu	$S_u$	785 MPa	785 MPa
Mez kluzu v tahu	$S_y$	588 MPa	588 MPa
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flim}$	700,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlim}$	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Tvrдость v jádře zubu	JHV	210 [-]	210 [-]
Tvrдость na boku zubu	VHV	650 [-]	650 [-]

### Výpočet pevnosti

Tab. 4.17 - Součinitelé přidavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	$K_A$	1,000 [-]	
Součinitel vnitřních dynamických sil	$K_{Hv}$	1,005 [-]	1,005 [-]
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,171 [-]	1,156 [-]
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1,000 [-]	1,000 [-]
Součinitel jednorázového přetížení	$K_{AS}$	1,100 [-]	

Tab. 4.18 - Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	$S_H$	1,240 [-]	1,439 [-]
Součinitel bezpečnosti v ohybu	$S_F$	2,979 [-]	3,144 [-]
Statická bezpečnost v dotyku	$S_{Hst}$	2,386 [-]	2,407 [-]
Statická bezpečnost v ohybu	$S_{Fst}$	6,088 [-]	6,472 [-]

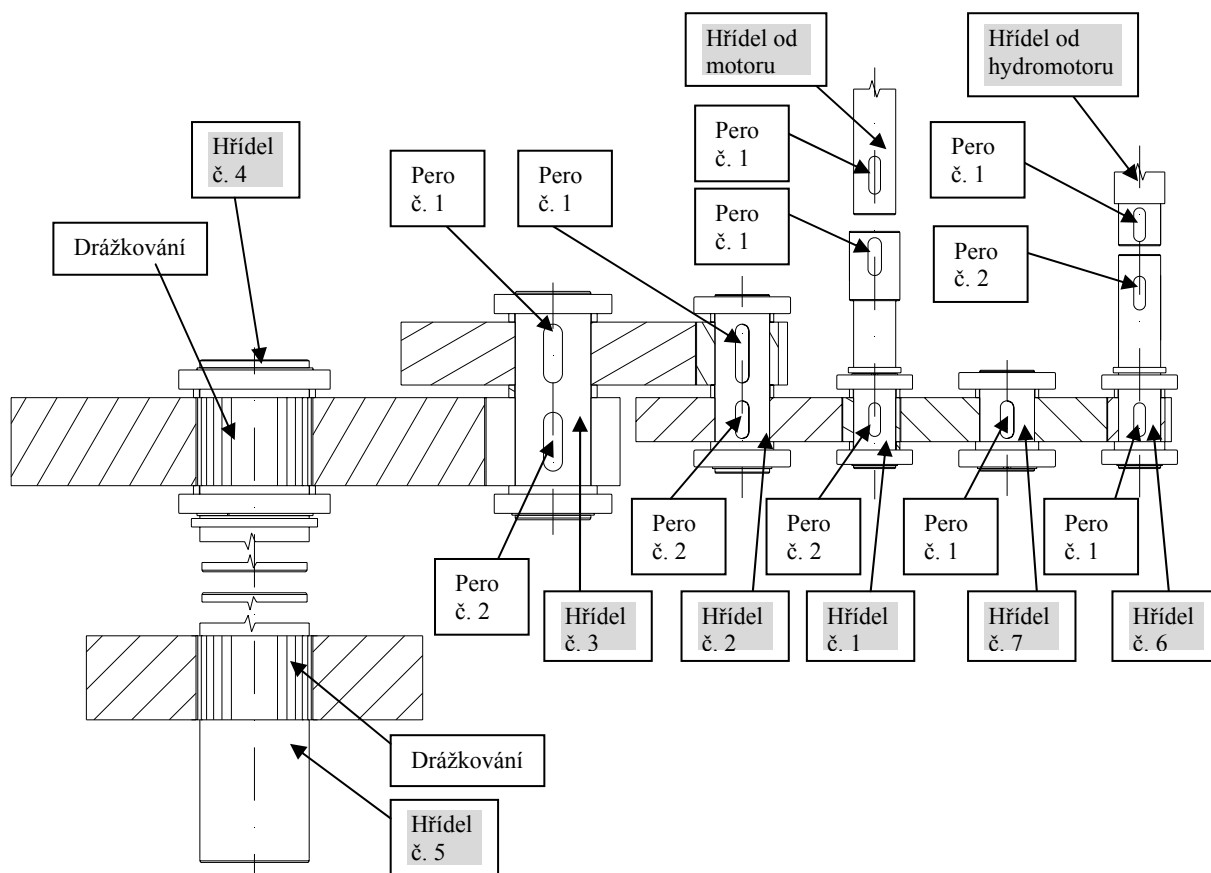
**Soukolí vyhovuje dovolená bezpečnost v dotyku  $SH = 1,2$  a bezpečnost v ohybu  $SF=1,7$ .**

#### **4.4.4 Čelní ozubená kola 7, 8**

Čelní ozubená kola 7, 8 jsou stejná, jako kola 1, 2 viz 4.4.1 Čelní ozubená kola 1, 2.

## 4.5 Návrh hřídelů a kontrola spojení

Postup výpočtu, koeficienty a součinitele jsou převzaty z literatury [2], [3].



Obr. 5.1 Schéma rozvržení hřídelů, per a ozubení

### 4.5.1 Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele č. 1

Úhlová rychlost, krouticí moment a návrh nejmenšího průměru hřídele je stejný, jako u návrhu hřídele motoru viz 4.2.3. *Návrh hřídele elektromotoru*

Materiál hřídele: 11600

#### 4.5.1.1 Volba a kontrola pera č. 1 na hřídeli č. 1

Volím pero ISO 2491 A 28 x 10 x 80

$l_{1p} = 80mm, b_{1p} = 28mm, h_{1p} = 10mm$  ...délka, šířka, výška pera

$d_{1p}$  ...průměr hřídele pro navrhované pero  $d_{1p} = 100mm$



**KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ:**Velikost působícího tlaku:

$$P_{O1} = \frac{4 \cdot M_{Km}}{h_{1p} \cdot l_{1p} \cdot d_{1p}} \leq p_{dov} (MPa)$$

$p_{dov}$  ...dovolený měrný tlak;  $p_{dov} = 120 MPa$

$$P_{O1} = \frac{4 \cdot M_{Km}}{h_{1p} \cdot l_{1p} \cdot d_{1p}} = \frac{4 \cdot 2546470}{10 \cdot 80 \cdot 100} = 106,1 MPa$$

$$p_{dov} \geq p_{O1} = 120 \geq 106,1 MPa \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.1)$$

**KONTROLA PERA NA STŘIH**Obvodová síla:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{Km}}{d_{1p}} = \frac{2 \cdot 2546470}{100} = 50929,4 N \quad (5.2)$$

Smykové napětí:

$$\tau_1 = \frac{F_{t1}}{b_{1p} \cdot l_{1p}} = \frac{50929,4}{28 \cdot 80} = 22,74 MPa \quad (5.3)$$

$$\tau_D = 40 MPa \geq \tau \text{ vypočítané} = \text{vyhovuje}$$

**4.5.1.2 Volba a kontrola pera č. 2 na hřídeli č. 1**

Volím pero ČSN 02 2562 A 32x18x90

$$l_{1p1} = 90 mm, b_{1p1} = 32 mm, h_{1p1} = 18 mm \dots \text{délka, šířka, výška pera}$$

$$d_{1p1} \dots \text{průměr hřídele pro navrhované pero } d_{1p1} = 100 mm$$

**KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ:**Velikost působícího tlaku:

$$P_{O11} = \frac{4 \cdot M_{Km}}{h_{1p1} \cdot l_{1p1} \cdot d_{1p1}} \leq p_{dov} \text{ (MPa)}$$

$p_{dov}$  ...dovolený měrný tlak;  $p_{dov} = 120 \text{ MPa}$

$$P_{O11} = \frac{4 \cdot M_{Km}}{h_{1p1} \cdot l_{1p1} \cdot d_{1p1}} = \frac{4.2546470}{18.90 \cdot 120} = 52,4 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} \geq p_{O11} = 120 \geq 52,4 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

**KONTROLA PERA NA STŘIH:**Obvodová síla:

$$F_{t11} = \frac{2 \cdot M_{Km}}{d_{1p1}} = \frac{2.2546470}{120} = 42441,17 \text{ N} \quad (5.5)$$

Smykové napětí

$$\tau_{11} = \frac{F_{t11}}{b_{1p1} \cdot l_{1p1}} = \frac{42441,17}{32.90} = 14,74 \text{ MPa} \quad (5.6)$$

$$\tau_D = 40 \text{ MPa} \geq \tau \text{ vypočítané} = \text{vyhovuje}$$

**4.5.2 Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele č. 2**

Materiál hřídele: 13240.6

Úhlová rychlost:

$$n_2 \dots \text{otáčky hřídele č. 2 } n_2 = 200,7 \text{ ot. min}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 200,7}{30} = 21,69 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.7)$$

Krouticí moment hřídele motoru:

$$M_{K2} = \frac{P}{\omega_2} = \frac{200000}{21,69} = 9514,75 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.8)$$

Výpočet nejmenšího průměru hřídele:

$\tau_D = 60 \text{ MPa}$  - dovolené napětí

$$d_{I2} = \sqrt[3]{\frac{M_{K2} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{9514750,16}{3,14 \cdot 60}} = 93,13 \text{ mm} \quad (5.9)$$

#### **4.5.2.1 Volba a kontrola pera č. 1 na hřídeli č. 2**

Volím pero ČSN 02 2562 A 32x18x140

$l_{2p} = 140 \text{ mm}, b_{2p} = 32 \text{ mm}, h_{2p} = 18 \text{ mm}$  ...délka, šířka, výška pera

$d_{2p}$  ...průměr hřídele pro navrhované pero  $d_{2p} = 130 \text{ mm}$

#### **KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ:**

Velikost působícího tlaku:

$$P_{O2} = \frac{4 \cdot M_{K2}}{h_{2p} \cdot l_{2p} \cdot d_{2p}} \leq p_{dov} \text{ (MPa)}$$

$p_{dov}$  ...dovolенý měrný tlak;  $p_{dov} = 120 \text{ MPa}$

$$P_{O2} = \frac{4 \cdot M_{K2}}{h_{2p} \cdot l_{2p} \cdot d_{2p}} = \frac{4 \cdot 9514750}{18 \cdot 140 \cdot 130} = 116,18 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} \rangle p_{O2} = 120 \rangle 116,18 \text{ Mpa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.10)$$

**KONTROLA PERA NA STŘIH**Obvodová síla:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{K2}}{d_{2p}} = \frac{2 \cdot 9514750}{130} = 146380,6 N \quad (5.11)$$

Smykové napětí:

$$\tau_2 = \frac{F_{t2}}{b_{2p} \cdot l_{2p}} = \frac{146380,6}{32 \cdot 140} = 32,67 MPa \quad (5.12)$$

$$\tau_D = 40 MPa \geq \tau \text{ vypočítané} = \text{vyhovuje}$$

**4.5.2.2 Volba a kontrola pera č. 2 na hřídeli č. 2**

Volím pero ČSN 02 2562 A 32x18x90

 $l_{2p1} = 90 mm, b_{2p1} = 32 mm, h_{2p1} = 18 mm$  ...délka, šířka, výška pera $d_{2p}$  ...průměr hřídele pro navrhované pero  $d_{2p} = 130 mm$ **KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ:**Velikost působícího tlaku:

$$P_{O21} = \frac{4 \cdot M_{K2}}{h_{2p1} \cdot l_{2p1} \cdot d_{2p1}} \leq p_{dov} (MPa)$$

 $p_{dov}$  ...dovolený měrný tlak;  $p_{dov} = 120 MPa$ 

$$P_{O21} = \frac{4 \cdot M_{K2}}{h_{2p1} \cdot l_{2p1} \cdot d_{2p1}} = \frac{4 \cdot 9514750}{18 \cdot 90 \cdot 130} = 180,717 MPa$$

$$p_{dov} \rangle P_{O21} = 120 \langle 180,72 MPa \quad (5.13)$$

NEVYHOVUJE

**Volím 2 pera ČSN 02 2562 A 32x18x90**

$$p_{dov} \setminus p_{021} / 2 = 180,72 / 2 = 90,39 MPa \quad (5.14)$$

VYHOVUJE

### KONTROLA PERA NA STŘIH

Obvodová síla:

$$F_{t21} = \frac{2 \cdot M_{K2}}{d_{2p}} = \frac{2 \cdot 9514750}{130} = 146380,6 N \quad (5.15)$$

Smykové napětí:

$$\tau_{21} = \frac{F_{t2}}{2 \cdot b_{2p1} \cdot l_{2p1}} = \frac{146380,6}{2 \cdot 32 \cdot 90} = 25,41 MPa \quad (5.16)$$

$$\tau_D = 40 MPa \geq \tau \text{ vypočítané} = \text{vyhovuje}$$

### **4.5.3 Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele č. 3**

Materiál hřídele: 13240.6

Úhlová rychlost:

$$n_3 \dots \text{otáčky hřídele č. 3 } n_3 = 53,71 \text{ ot. min}^{-1}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 53,71}{30} = 5,62 \text{ rad.s}^{-1} \quad (5.17)$$

Krouticí moment hřídele motoru:

$$M_{K3} = \frac{P}{\omega_3} = \frac{200000}{5,62} = 35558,729 N.m \quad (5.18)$$

Výpočet nejmenšího průměru hřídele:

$\tau_D = 60 MPa$  - dovolené napětí

$$d^I_{3p} = \sqrt[3]{\frac{M_{k3} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{35558728.16}{3,14 \cdot 60}} = 144,52 mm \quad (5.19)$$

#### 4.5.3.1 Volba a kontrola pera č. 1 na hřídeli č. 3

Volím pero CSN 02 2562 45x25x140

$l_{3p} = 140 mm, b_{3p} = 45 mm, h_{3p} = 25 mm$  ...délka, šířka, výška pera

$d_{3p}$  ...průměr hřídele pro navrhované pero  $d_{2p} = 180 mm$

#### KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ:

Velikost působícího tlaku:

$$P_{O3} = \frac{4 \cdot M_{K3}}{h_{3p} \cdot l_{3p} \cdot d_{3p}} \leq p_{dov} (MPa)$$

$p_{dov}$  ...dovolенý měrný tlak;  $p_{dov} = 120 MPa$

$$P_{O3} = \frac{4 \cdot M_{K3}}{h_{3p} \cdot l_{3p} \cdot d_{3p}} = \frac{4 \cdot 35558728}{25 \cdot 140 \cdot 180} = 225,78 MPa$$

$$p_{dov} \rangle P_{O3} = 120 \langle 225,78 MPa \quad (5.20)$$

NEVYHOVUJE

**Volím 2 pera CSN 02 2562 45x25x140**

$$p_{dov} \rangle P_{O3} / 2 = 225,78 / 2 = 112,89 MPa \quad (5.21)$$

VYHOVUJE

**KONTROLA PERA NA STŘIH**Obvodová síla:

$$F_{t3} = \frac{2.M_{K3}}{d_{3p}} = \frac{2.35558728}{180} = 395097N \quad (5.22)$$

Smykové napětí:

$$\tau_3 = \frac{F_{t3}}{2.b_{3p}.l_{3p}} = \frac{395097}{2.45.140} = 31,36MPa \quad (5.23)$$

$$\tau_D = 40MPa \geq \tau \text{ vypočítané} = \text{vyhovuje}$$

**4.5.3.2 Volba a kontrola per č. 2 na hřídeli č. 3**

Pera č. 2, přenášející krouticí moment na hřídeli č. 3 jsou stejné, jako výše kontrolované pera viz 4.5.3.1 *Volba a kontrola pera č. 1 na hřídeli č. 3*, tudíž kontrola není nutná.

**4.5.4 Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele č. 4**

Materiál hřídele 11600

Úhlová rychlost:

$$n \dots \text{otáčky hřídele č. 4 } n = 13,26 \text{ ot. min}^{-1}$$

$$\omega_4 = 2.\pi.n = 2.3,14.0,22 = 1,389 \text{ rad.s}^{-1} \quad (5.24)$$

Krouticí moment:

$$M_K = \frac{P}{\omega_4} = \frac{200000}{1,389} = 144000N.m \quad (5.25)$$

Výpočet nejmenšího průměru hřídele:

$$\tau_D = 60MPa \text{ - dovolené napětí}$$

$$d^I = \sqrt[3]{\frac{M_k.16}{\pi.\tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{144000000.16}{3,14.60}} = 230,35mm \quad (5.26)$$

#### 4.5.4.1 Výpočet a kontrola drážkování na hřídeli č. 4

Evolventní drážkování ČSN 01 4950 280 x 8,00 x 7H/9r

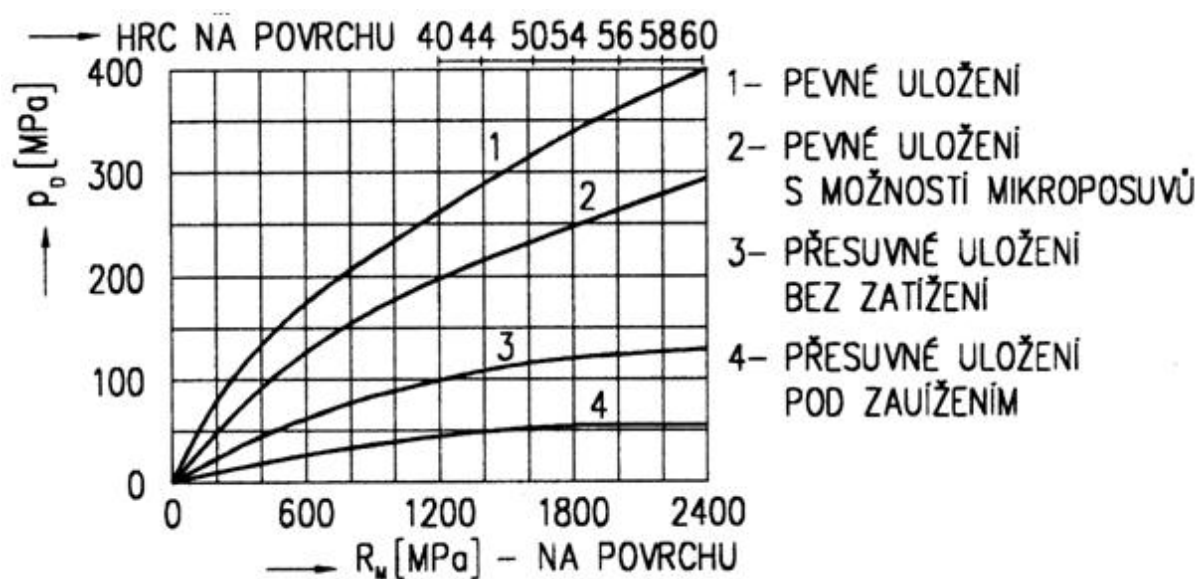
$D_{a1}$  ... velikost hlavového průměru hřídele  $D_{a1} = 278,51mm$

$D_{a2}$  ... velikost hlavového průměru náboje  $D_{a2} = 262,4mm$

$l_{oz}$  ... délka drážkování  $l_{oz} = 210mm$

$p_{Doz}$  ...dovolené otláčení  $p_{Doz} = 140MPa$  odečteno z obr. 4.5.2 Pro  $R_m = 600MPa$

$z$  ...počet zubů  $z = 34$



Obr. 5.2 Diagram závislosti meze pevnosti na v tahu na povrchu  $R_m$  respektive na tvrdosti povrchu drážek podle Rockwella HRC [4]

Tlak působící na bok jedné drážky:

$$p_{1oz} = \frac{F_{1oz}}{h_{oz} \cdot l_{oz}} \leq p_{Doz}$$

$$p_{1oz} = \frac{62639,53}{8,055 \cdot 105} = 74,06MPa \leq p_{Doz}$$

$$p_{1oz} \leq p_{Doz}$$

$$74,06 \leq 140 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

(5.27)



Síla obvodová působící na bok jedné drážky:

$$F_{1oz} = \frac{2.M_k}{0,5.z.D_s} = \frac{2.144000000}{0,5.34.270,455} = 62639,53N \quad (5.28)$$

Roztečný průměr drážkování:

$$D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{278,51 + 262,4}{2} = 270,455mm \quad (5.29)$$

Výška zubu:

$$h_{oz} = \frac{278,51 - 262,4}{2} = \frac{13,11}{2} = 8,055mm \quad (5.30)$$

Postup výpočtu, koeficienty a součinitele jsou převzaty s literatury [4]

#### **4.5.5 Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele č. 5, č. 6, č. 7 a hřídele hydromotoru**

##### **4.5.5.1 Hřídel č. 5**

Materiál hřídele: 11 600

Parametry hřídele č. 5, tj. krouticí moment, úhlová rychlost, návrh nejmenšího průměru hřídele a výpočet drážkování jsou stejné, jako u hřídele č. 4 viz 4.5.4. *Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele č. 4*

##### **4.5.5.2 Hřídel č. 6**

Materiál hřídele: 13240.6

Parametry hřídele č. 6, tj. krouticí moment, úhlová rychlost, určení nejmenšího průměru hřídele je stejná jako u hřídele č. 2 viz 4.5.2. *Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele č. 2 a volba a kontrola pera č. 1 viz 4.5.2.2. Volba a kontrola pera č. 2 na hřídeli č. 2*

##### **4.5.5.3 Hřídel č. 7**

Materiál hřídele: 11 600

Parametry hřídele č. 6, tj. krouticí moment, úhlová rychlost, určení nejmenšího průměru hřídele je stejná jako u hřídele č. 1 viz 4.2.3. *Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele*

elektromotoru a volba a kontrola pera č. 1 viz 4.5.1.1. Volba a kontrola pera č. 1 na hřídeli č. 1, pera č. 2 viz 4.2.3.1. Volba a kontrola pera na hřídeli od motoru

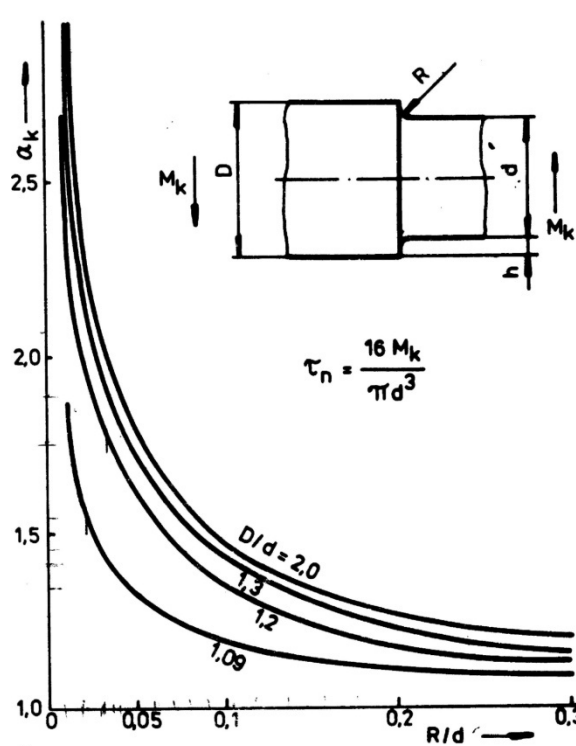
#### 4.5.5.4 Hřídel hydromotoru

Materiál hřídele: 11 600

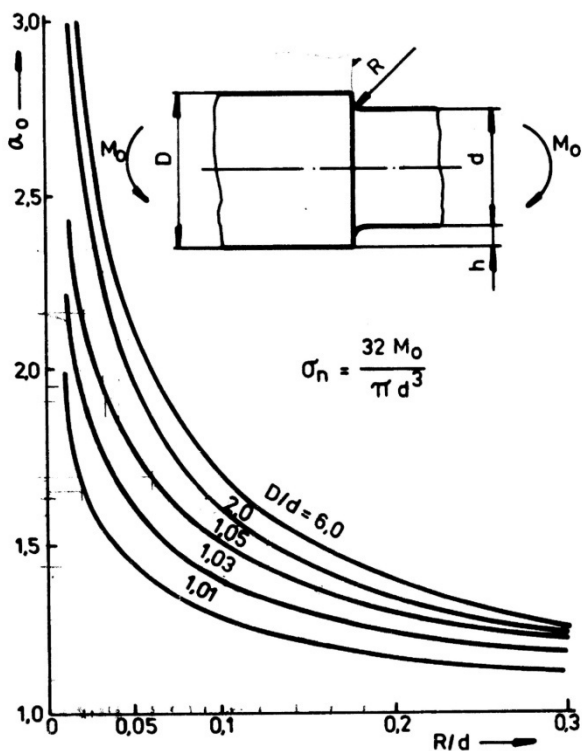
Parametry hřídele č. 6, tj. krouticí moment, úhlová rychlost, určení nejmenšího průměru hřídele je stejná jako u hřídele č. 1 viz 4.2.3. Návrh hřídele a kontrola spojení hřídele elektromotoru a volba a kontrola pera č. 1 viz 4.2.3.1. Volba a kontrola pera na hřídeli od motoru

### 4.6 Statická kontrola - Grafy a tabulky pro určení součinitelů a parametrů statické kontroly

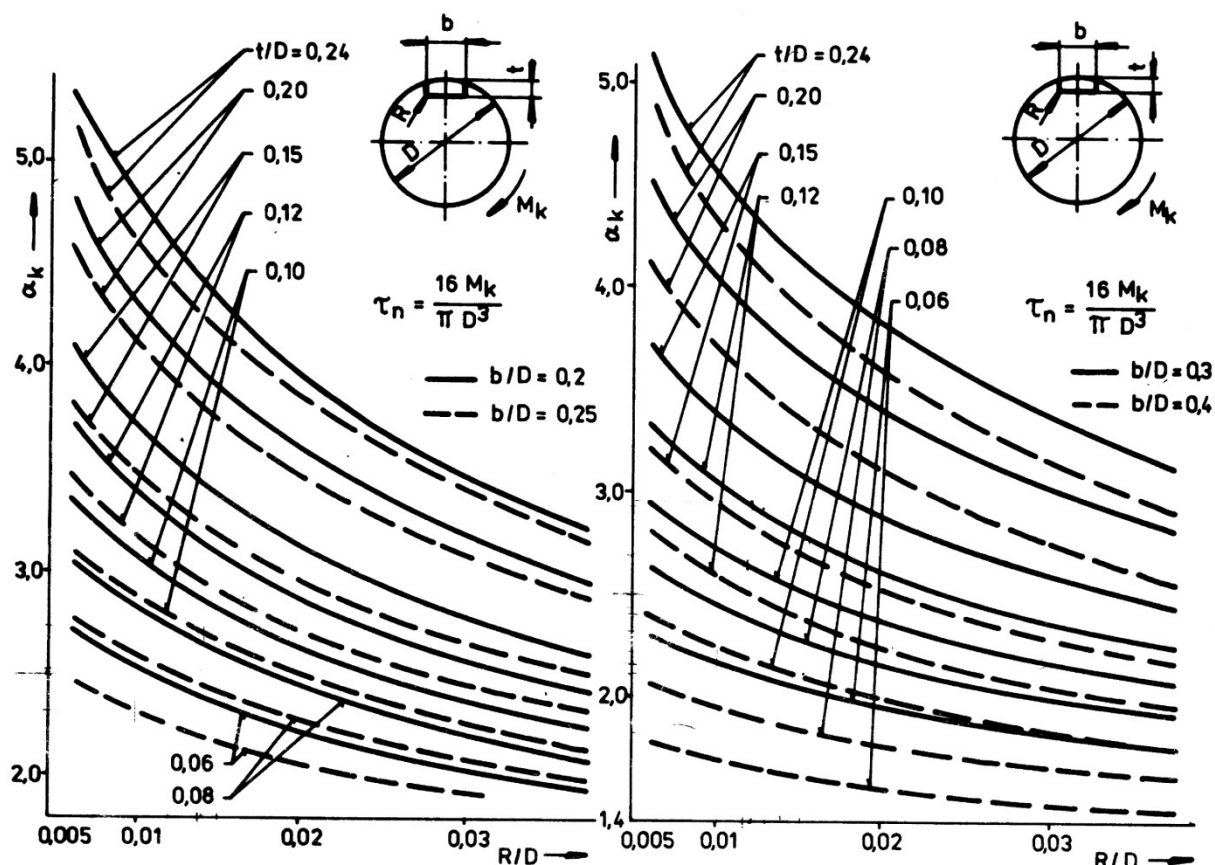
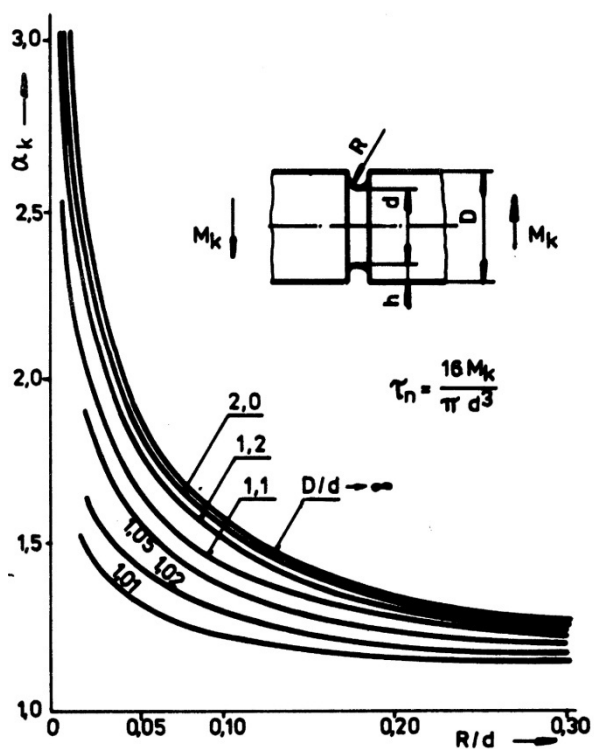
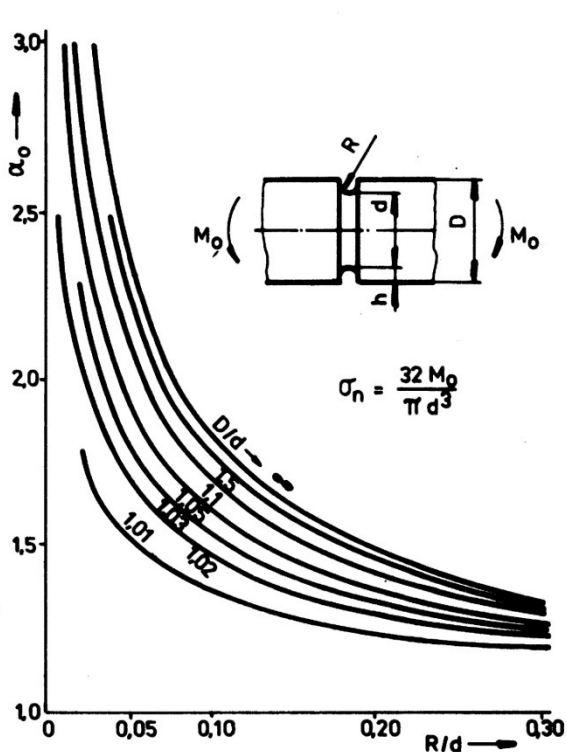
Všechny tabulky a grafy byly použity z literatury [5]



Obr. 6.1 Tvarový součinitel  $\alpha_k$  v osazení hřídele, krut (Peterson)



Obr. 6.2 Tvarový součinitel  $\alpha_o$  v osazení hřídele, ohyb (Peterson)

Obr. 6.3 Tvarový součinitel  $\alpha_k$  pro hřídel s drážkou pro pero, krutObr. 6.4 Tvarový součinitel  $\alpha_k$  pro hřídel s obvodovou drážkou, krut (Peterson)Obr. 6.5 Tvarový součinitel  $\alpha_o$  pro hřídel s obvodovou drážkou, ohyb (Peterson)

Použité veličiny	Jednotky
$\sigma_o$ ...napětí v ohybu	MPa
$\tau_K$ ...napětí v krutu	MPa
$M_o$ ...ohybový moment	N. m
$d$ ...nejmenší průměr hřídele	mm
$R_e$ ...mez kluzu materiálu hřídele	MPa
$R$ ...poloměr zaoblení	mm
$D$ ...průměr hřídele	mm
$\alpha_o$ ...tvarový součinitel ohybu	/
$\alpha_K$ ... tvarový součinitel krutu	/
$k_s$ ...statická bezpečnost	/
$b$ ...šířka pera	mm
$t$ ...hloubka drážky ve hřídeli	mm
$R_e$ ...mez kluzu materiálu hřídele	MPa

Tab. 6.1 Veličiny, použité ve statické kontrole

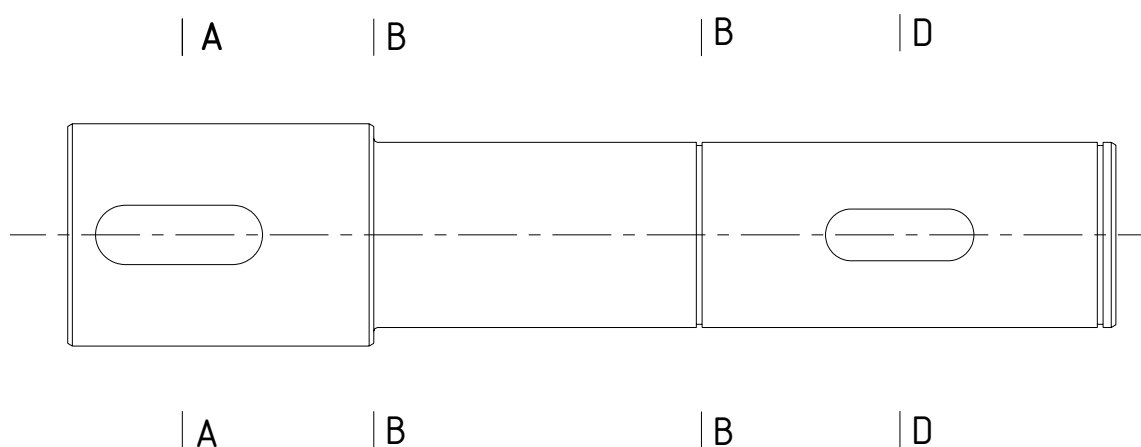
## 4.7 Statická kontrola

Schéma pozic hřídelů je na obr. 5.1

### 4.7.1 Statická kontrola - hřídel č. 1

Materiál hřídele	11600	
$R_e$ ...mez kluzu materiálu hřídele	330	MPa

Tab. 7.1. Parametry hřídele č. 1



Obr. 7.1 Schéma hřídele č. 1

#### 4.7.1.1 Nebezpečný průřez A

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oA}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	0,0145	MPa
$\sigma_{kA}$ ...odečteno z programu INVENTOR 2009®	7,505	MPa
$R_A$	0,85	mm
$d_A$	120	mm
$b_A$	32	mm
$t_A$	9	mm

Tab. 7.2 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 1 v místě A

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{R_A}{d_A} = \frac{0,85}{120} = 0,007mm \quad ; \quad \frac{b_A}{d_A} = \frac{32}{120} = 0,27mm \quad ; \quad \frac{t_A}{d_A} = \frac{9}{120} = 0,075mm$$

$\alpha_{kA}$  odečtena z grafu viz obr. 6. 3  $\alpha_{oA}$  se vypočítá podle vzorce  $\alpha_{oA} = \alpha_{kA} + 30\%$ , platí pouze u tvarového součinitele pro ohyb v drážce pro pero.

$$\alpha_{kA} = 2,8$$

$$\alpha_{oA} = \alpha_{kA} + 30\% = 2,8.1,3 = 3,64 \quad (7.1)$$

Statická bezpečnost v místě A:

$$k_{sA} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oA} \cdot \alpha_{oA})^2 + 3 \cdot (\tau_{kA} \cdot \alpha_{kA})^2}} = \frac{330}{\sqrt{(0,0145.3,64)^2 + (7,505.2,8)^2}} = 9,06 \quad (7.2)$$

#### 4.7.1.2 Nebezpečný průřez B

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	0,544	MPa
$\sigma_{kB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	12,969	MPa
$R_B$	2	mm
$d_B$	100	mm
$D_B$	120	mm

Tab. 7.3 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 1 v místě B

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{D_B}{d_B} = \frac{120}{100} = 1,2mm \quad ; \quad \frac{R_B}{d_B} = \frac{2}{100} = 0,02mm$$

$\alpha_{kB}; \alpha_{oB}$  odečtena z grafu viz obr. 6.1 a obr 6.2

$$\alpha_{oB} = 2,7; \alpha_{kB} = 2,3$$

Statická bezpečnost v místě B:

$$k_{sB} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oB} \cdot \alpha_{oB})^2 + 3 \cdot (\tau_{kB} \cdot \alpha_{kB})^2}} = \frac{330}{\sqrt{(0,544 \cdot 2,7)^2 + (12,969 \cdot 2,3)^2}} = 6,38$$

(7.3)

#### 4.7.1.3 Nebezpečný průřez C

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oC}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	0,47	MPa
$\sigma_{kC}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	12,969	MPa
$R_C$	1,6	mm
$d_C$	96,5	mm
$D_C$	100	mm

Tab. 7.4 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 1 v místě C

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{D_C}{d_C} = \frac{100}{96,5} = 1,036m \quad ; \quad \frac{R_C}{d_C} = \frac{1,6}{96,5} = 0,017mm$$

$\alpha_{kC}; \alpha_{oC}$  odečtena z grafu viz obr. 6.4 a obr. 6.5

$$\alpha_{oC} = 1,3; \alpha_{kC} = 1,35$$

Statická bezpečnost v místě C:

$$k_{sC} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oC} \cdot \alpha_{oC})^2 + 3 \cdot (\tau_{kC} \cdot \alpha_{kC})^2}} = \frac{550}{\sqrt{(0,47 \cdot 1,3)^2 + (12,969 \cdot 1,35)^2}} = 11,3$$

(7.4)

#### 4.7.1.4 Nebezpečný průřez D

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oD}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	13,38	MPa
$\sigma_{kD}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	12,969	MPa
$R_D$	0,65	mm
$d_D$	100	mm
$b_D$	28	mm
$t_D$	6	mm

Tab. 7.5 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 1 v místě D

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{R_D}{d_D} = \frac{0,65}{100} = 0,0065mm \quad ; \quad \frac{b_D}{d_D} = \frac{28}{100} = 0,28mm \quad ; \quad \frac{t_D}{d_D} = \frac{6}{100} = 0,06mm$$

$\alpha_{kA}$  odečtena z grafu viz obr. 6.3  $\alpha_{oA}$  se vypočítá podle vzorce  $\alpha_{oA} = \alpha_{kA} + 30\%$ , platí pouze u tvarového součinitele pro ohyb v drážce pro pero.

$$\alpha_{kD} = 2,3$$

$$\alpha_{oD} = \alpha_{kD} + 30\% = 2,3 \cdot 1,3 = 2,99 \quad (7.5)$$

Statická bezpečnost v místě C:

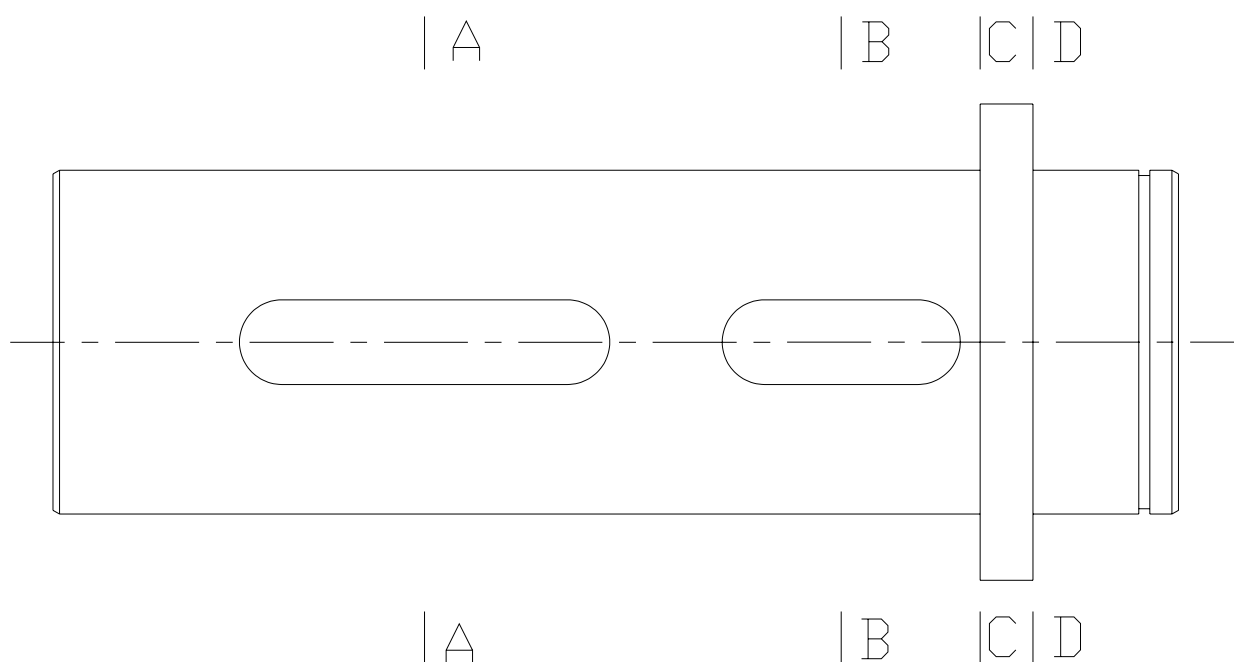
$$k_{sD} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oD} \cdot \alpha_{oD})^2 + 3 \cdot (\tau_{kD} \cdot \alpha_{kD})^2}} = \frac{330}{\sqrt{(13,38 \cdot 2,99)^2 + (12,97 \cdot 2,3)^2}} = 5,05 \quad (7.6)$$



#### 4.7.2 Statická kontrola - hřídel č. 2

Materiál hřídele	11240.6	
$R_e$ ...mez kluzu materiálu hřídele	550	MPa

Tab. 7.6 Parametry hřídele č. 2



Obr. 7.2 Schéma hřídele č. 2

##### 4.7.2.1 Nebezpečný průřez A

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oA}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	29,03	MPa
$\sigma_{kA}$ ...odečteno z programu INVENTOR 2009®	22,06	MPa
$R_A$	0,85	mm
$d_A$	130	mm
$b_A$	32	mm
$t_A$	11,1	mm

Tab. 7.7 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 2 v místě A

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{R_A}{d_A} = \frac{0,85}{130} = 0,0065mm \quad ; \quad \frac{b_A}{d_A} = \frac{32}{130} = 0,25mm \quad ; \quad \frac{t_A}{d_A} = \frac{11,1}{130} = 0,085mm$$

$\alpha_{kA}$  odečtena z grafu viz obr. 6. 3  $\alpha_{oA}$  se vypočítá podle vzorce  $\alpha_{oA} = \alpha_{kA} + 30\%$ , platí pouze u tvarového součinitele pro ohyb v drážce pro pero.

$$\alpha_{kA} = 2,85$$

$$\alpha_{oA} = \alpha_{kA} + 30\% = 2,85 \cdot 1,3 = 3,705 \quad (7.7)$$

Statická bezpečnost v místě A:

$$k_{sA} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oA} \cdot \alpha_{oA})^2 + 3 \cdot (\tau_{kA} \cdot \alpha_{kA})^2}} = \frac{550}{\sqrt{(29,03 \cdot 3,705)^2 + (22,06 \cdot 2,85)^2}} = 3,59 \quad (7.8)$$

#### 4.7.2.2 Nebezpečný průřez B

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	38,94	MPa
$\sigma_{kB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	22,06	MPa
$R_B$	0,85	mm
$d_B$	130	mm
$b_B$	32	mm
$t_B$	22,2	mm

Tab. 7.8 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 2 v místě B

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{R_B}{d_B} = \frac{0,85}{130} = 0,0065mm \quad ; \quad \frac{b_B}{d_B} = \frac{32}{130} = 0,25mm \quad ; \quad \frac{t_B}{d_B} = \frac{22,2}{130} = 0,17mm$$

$\alpha_{kA}$  odečtena z grafu viz obr. 6.3  $\alpha_{oA}$  se vypočítá podle vzorce  $\alpha_{oA} = \alpha_{kA} + 30\%$ , platí pouze u tvarového součinitele pro ohyb v drážce pro pero.

$$\alpha_{kB} = 3,9$$

$$\alpha_{oB} = \alpha_{kB} + 30\% = 3,9 \cdot 1,3 = 5,07 \quad (7.9)$$

Statická bezpečnost v místě B:

$$k_{sB} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oB} \cdot \alpha_{oB})^2 + 3 \cdot (\tau_{kB} \cdot \alpha_{kB})^2}} = \frac{550}{\sqrt{(38,94 \cdot 5,07)^2 + (22,06 \cdot 3,9)^2}} = 3,21 \quad (7.10)$$

#### 4.7.2.3 Nebezpečný průřez C

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oC}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	16,89	MPa
$\sigma_{kC}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	0	MPa
$R_C$	2	mm
$d_C$	130	mm
$D_C$	180	mm

Tab. 7.9 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 2 v místě C

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{D_C}{d_C} = \frac{180}{130} = 1,38 \text{ mm} \quad ; \quad \frac{R_C}{d_C} = \frac{2}{130} = 0,015 \text{ mm}$$

$\alpha_{kB}; \alpha_{oB}$  odečtena z grafu viz obr. 6.1 a obr. 6.2

$$\alpha_{oC} = 2,6; \alpha_{kC} = 2,35$$

Statická bezpečnost v místě C:

$$k_{sC} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oC} \cdot \alpha_{oC})^2 + 3 \cdot (\tau_{kC} \cdot \alpha_{kC})^2}} = \frac{550}{\sqrt{(16,89 \cdot 2,6)^2 + (0,2 \cdot 35)^2}} = 12,52 \quad (7.11)$$

#### 4.7.2.4 Nebezpečný průřez D

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oD}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	8,43	MPa
$\sigma_{kD}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	0	MPa
$R_D$	2	mm
$d_D$	130	mm
$D_D$	180	mm

Tab. 7.10 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 2 v místě D

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{D_D}{d_D} = \frac{180}{130} = 1,38mm \quad ; \quad \frac{R_D}{d_D} = \frac{2}{130} = 0,015mm$$

$\alpha_{kB}; \alpha_{oB}$  odečtena z grafu viz obr. 6.1 a obr. 6.2

$$\alpha_{oD} = 2,6; \alpha_{kD} = 2,35$$

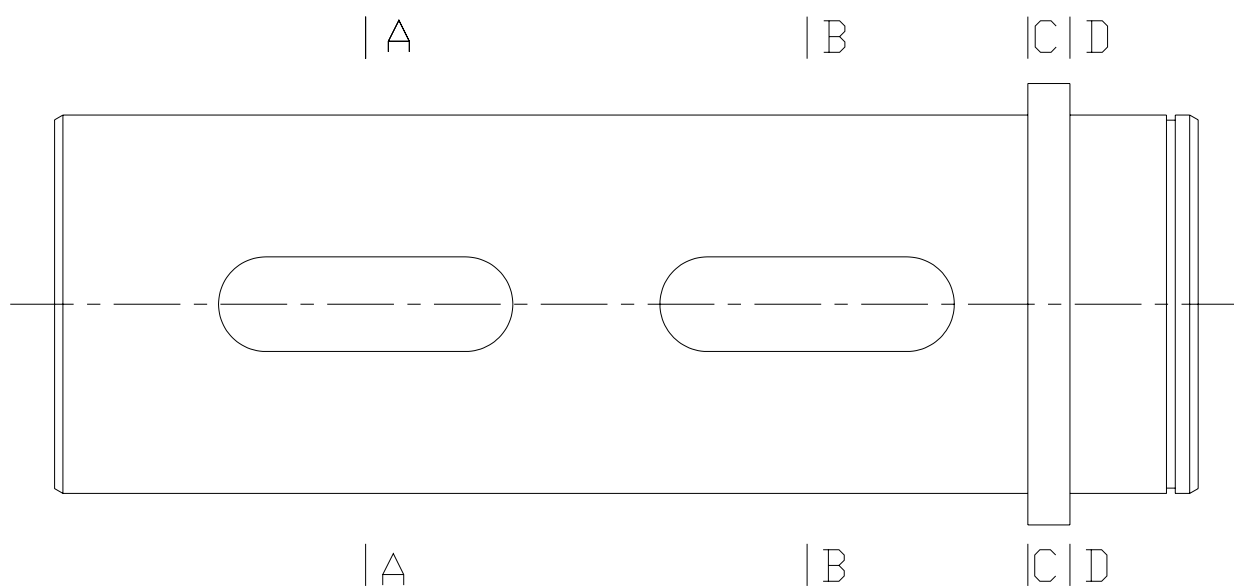
Statická bezpečnost v místě D:

$$k_{sD} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oD} \cdot \alpha_{oD})^2 + 3 \cdot (\tau_{kD} \cdot \alpha_{kD})^2}} = \frac{550}{\sqrt{(8,43 \cdot 2,6)^2 + (0,2 \cdot 35)^2}} = 25,09 \quad (7.12)$$

### 4.7.3 Statická kontrola - hřídel č. 3

Materiál hřídele	11240.6	
$R_e$ ...mez kluzu materiálu hřídele	550	MPa

Tab. 7.11 Parametry hřídele č. 3



Obr. 7.3 Schéma hřídele č. 3

#### 4.7.3.1 Nebezpečný průřez A

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oA}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	34,1	MPa
$\sigma_{kA}$ ...odečteno z programu INVENTOR 2009®	31,05	MPa
$R_A$	1,41	mm
$d_A$	180	mm
$b_A$	45	mm
$t_A$	30,6	mm

Tab. 7.12 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 3 v místě A

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{R_A}{d_A} = \frac{1,41}{180} = 0,0078mm ; \frac{b_A}{d_A} = \frac{45}{180} = 0,25mm ; \frac{t_A}{d_A} = \frac{31,05}{180} = 0,17mm$$

$\alpha_{kA}$  odečtena z grafu viz obr. 6. 3  $\alpha_{oA}$  se vypočítá podle vzorce  $\alpha_{oA} = \alpha_{kA} + 30\%$ , platí pouze u tvarového součinitele pro ohyb v drážce pro pero.

$$\alpha_{kA} = 3,9$$

$$\alpha_{oA} = \alpha_{kA} + 30\% = 3,9 \cdot 1,3 = 5,07 \quad (7.13)$$

Statická bezpečnost v místě A:

$$k_{sA} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oA} \cdot \alpha_{oA})^2 + 3 \cdot (\tau_{kA} \cdot \alpha_{kA})^2}} = \frac{550}{\sqrt{(34,15,07)^2 + (31,05 \cdot 3,9)^2}} = 3,03 \quad (7.14)$$

#### 4.7.3.2 Nebezpečný průřez B

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	53,47	MPa
$\sigma_{kB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	31,05	MPa
$R_B$	1,41	mm
$d_B$	180	mm
$b_B$	45	mm
$t_B$	30,6	mm

Tab. 7.13 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 3 v místě

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{R_B}{d_B} = \frac{1,41}{180} = 0,0078mm ; \frac{b_B}{d_B} = \frac{45}{180} = 0,25mm ; \frac{t_B}{d_B} = \frac{31,05}{180} = 0,17mm$$

$\alpha_{kA}$  odečtena z grafu viz obr. 6. 3  $\alpha_{oA}$  se vypočítá podle vzorce  $\alpha_{oA} = \alpha_{kA} + 30\%$ , platí pouze u tvarového součinitele pro ohyb v drážce pro pero.

$$\alpha_{kB} = 3,9$$

$$\alpha_{oB} = \alpha_{kB} + 30\% = 3,9 \cdot 1,3 = 5,07 \quad (7.15)$$

Statická bezpečnost v místě B:

$$k_{sB} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oB} \cdot \alpha_{oB})^2 + 3 \cdot (\tau_{kB} \cdot \alpha_{kB})^2}} = \frac{550}{\sqrt{(53,47 \cdot 5,07)^2 + (31,05 \cdot 3,9)^2}} = 2,4 \quad (7.16)$$

#### 4.7.3.3 Nebezpečný průřez C

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oC}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	15,58	MPa
$\sigma_{kC}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	0	MPa
$R_C$	2	mm
$d_C$	180	mm
$D_C$	210	mm

Tab. 7.14 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 3 v místě C

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{D_C}{d_C} = \frac{210}{180} = 1,17 \text{ mm} \quad ; \quad \frac{R_C}{d_C} = \frac{2}{180} = 0,011 \text{ mm}$$

$\alpha_{kB}; \alpha_{oB}$  odečtena z grafu viz obr. 6.1 a obr. 6.2

$$\alpha_{oC} = 2,5; \alpha_{kC} = 2,3$$

Statická bezpečnost v místě C:

$$k_{sC} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oC} \cdot \alpha_{oC})^2 + 3 \cdot (\tau_{kC} \cdot \alpha_{kC})^2}} = \frac{550}{\sqrt{(15,58 \cdot 2,5)^2 + (0,2 \cdot 2,3)^2}} = 14,12 \quad (7.17)$$

**4.7.3.4 Nebezpečný průřez D**

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oD}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	8,31	MPa
$\sigma_{kD}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	0	MPa
$R_D$	2	mm
$d_D$	180	mm
$D_D$	210	mm

Tab. 7.15 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 3 v místě D

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{D_D}{d_D} = \frac{210}{180} = 1,17mm \quad ; \quad \frac{R_D}{d_D} = \frac{2}{180} = 0,011mm$$

$\alpha_{kB}; \alpha_{oB}$  odečtena z grafu viz obr. 6.1 a obr. 6.2

$$\alpha_{oD} = 2,5; \alpha_{kD} = 2,3$$

Statická bezpečnost v místě D:

$$k_{sD} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oD} \cdot \alpha_{oD})^2 + 3 \cdot (\tau_{kD} \cdot \alpha_{kD})^2}} = \frac{550}{\sqrt{(8,31 \cdot 2,5)^2 + (0,2,3)^2}} = 26,47$$

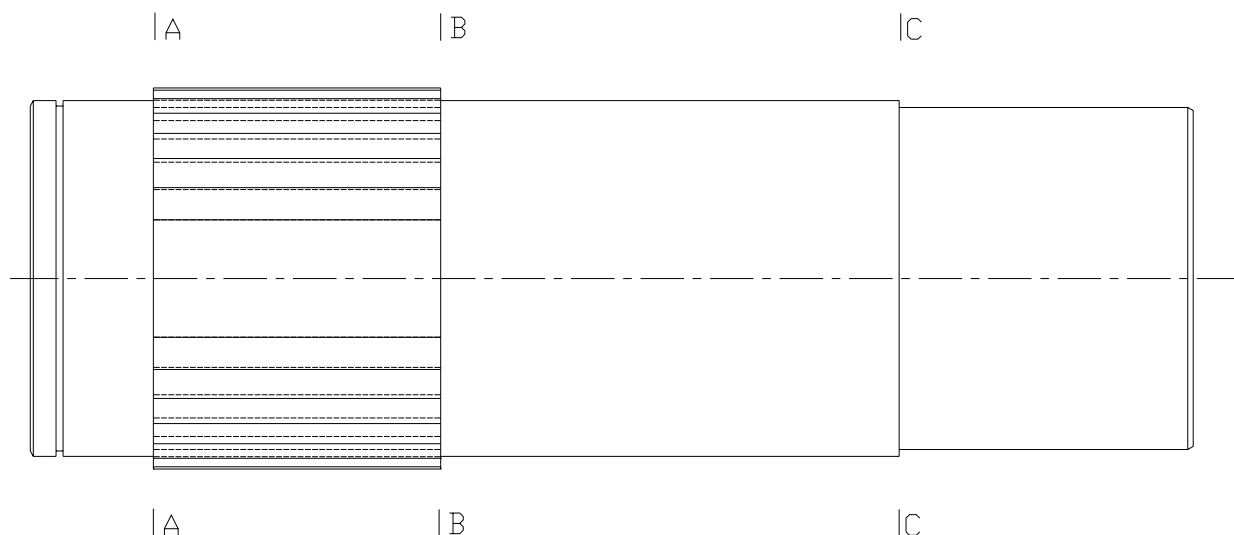
(7.18)



#### 4.7.4 Statická kontrola - hřídel č. 4

Materiál hřídele	11600	
$R_e$ ...mez kluzu materiálu hřídele	330	MPa

Tab. 7.16 Parametry hřídele č. 4



Obr. 7.4 Schéma hřídele č. 4

##### 4.7.4.1 Nebezpečný průřez A

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oA}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	3,21	MPa
$\sigma_{kA}$ ...odečteno z programu INVENTOR 2009®	0	MPa
$R_A$	1	mm
$d_A$	260	mm
$D_A$	278	mm

Tab. 7.17 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 4 v místě A

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{D_A}{d_A} = \frac{278}{260} = 1,07mm \quad ; \quad \frac{R_A}{d_A} = \frac{1}{260} = 0,0039mm$$

$\alpha_{kB}; \alpha_{oB}$  odečtena z grafu viz obr. 6.1 a obr. 6.2

$$\alpha_{oA} = 2,6; \alpha_{kA} = 1,2$$

Statická bezpečnost v místě A:

$$k_{sA} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oA} \cdot \alpha_{oA})^2 + 3 \cdot (\tau_{kA} \cdot \alpha_{kA})^2}} = \frac{330}{\sqrt{(3,21 \cdot 2,6)^2 + (0,1,2)^2}} = 39,54$$

(7.19)

#### 4.7.4.2 Nebezpečný průřez B

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	3,16	MPa
$\sigma_{kB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	41,73	MPa
$R_B$	1	mm
$d_B$	260	mm
$D_B$	278	mm

Tab. 7.18 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 4 v místě B

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{D_B}{d_B} = \frac{278}{260} = 1,07mm \quad ; \quad \frac{R_B}{d_B} = \frac{1}{260} = 0,0039mm$$

$\alpha_{kB}; \alpha_{oB}$  odečtena z grafu viz obr. 6.1 a obr. 6.2

$$\alpha_{oB} = 2,6; \alpha_{kB} = 1,2$$

Statická bezpečnost v místě B:

$$k_{sB} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oB} \cdot \alpha_{oB})^2 + 3 \cdot (\tau_{kB} \cdot \alpha_{kB})^2}} = \frac{330}{\sqrt{(3,16 \cdot 2,6)^2 + (41,73 \cdot 1,2)^2}} = 3,79 \quad (7.20)$$

#### 4.7.4.3 Nebezpečný průřez C

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oC}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	0,066	MPa
$\sigma_{kC}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	46,94	MPa
$R_C$	2,5	mm
$d_C$	250	mm
$D_C$	260	mm

Tab. 7.19 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 4 v místě C

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{D_C}{d_C} = \frac{260}{250} = 1,04mm \quad ; \quad \frac{R_C}{d_C} = \frac{2,5}{250} = 0,01mm$$

$\alpha_{kB}; \alpha_{oB}$  odečtena z grafu viz obr. 6.1 a obr. 6.2

$$\alpha_{oC} = 2,3; \alpha_{kC} = 1,4$$

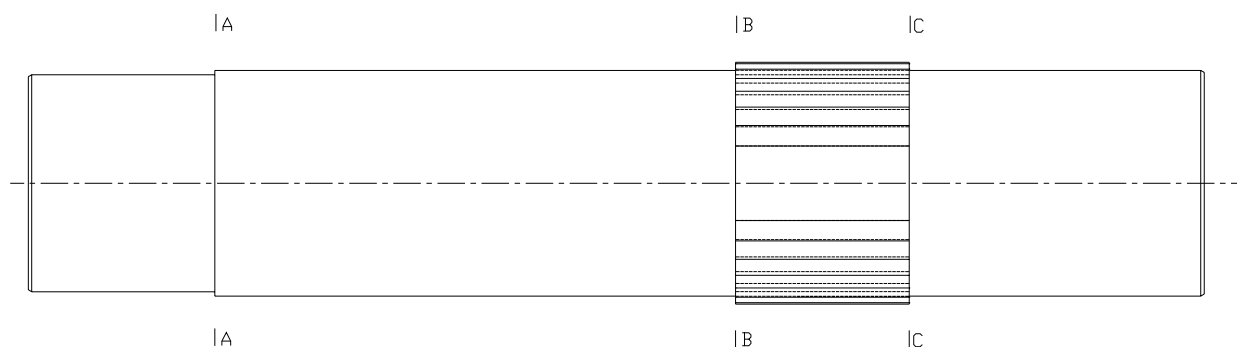
Statická bezpečnost v místě C:

$$k_{sC} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oC} \cdot \alpha_{oC})^2 + 3 \cdot (\tau_{kC} \cdot \alpha_{kC})^2}} = \frac{330}{\sqrt{(0,066 \cdot 2,3)^2 + (46,94 \cdot 1,4)^2}} = 2,9 \quad (7.21)$$

#### 4.7.5 Statická kontrola - hřídel č. 5

Materiál hřídele	11600	
$R_e$ ...mez kluzu materiálu hřídele	330	MPa

Tab. 7.20 Parametry hřídele č. 5



Obr. 7.5 Schéma hřídele č. 5

##### 4.7.5.1 Nebezpečný průřez A

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oA}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	0,0508	MPa
$\sigma_{kA}$ ...odečteno z programu INVENTOR 2009®	46,94	MPa
$R_A$	2,5	mm
$d_A$	250	mm
$D_A$	260	mm

Tab. 7.21 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 5 v místě A

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{D_A}{d_A} = \frac{260}{250} = 1,04mm \quad ; \quad \frac{R_A}{d_A} = \frac{2,5}{250} = 0,01mm$$

$\alpha_{kB}; \alpha_{oB}$  odečtena z grafu viz obr. 6.1 a obr. 6.2

$$\alpha_{oA} = 2,3; \alpha_{kA} = 1,4$$

Statická bezpečnost v místě A:

$$k_{sA} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oA} \cdot \alpha_{oA})^2 + 3 \cdot (\tau_{kA} \cdot \alpha_{kA})^2}} = \frac{330}{\sqrt{(0,0508 \cdot 2,3)^2 + (46,94 \cdot 1,4)^2}} = 2,9$$

(7.22)

#### 4.7.5.2 Nebezpečný průřez B

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	28,91	MPa
$\sigma_{kB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	41,73	MPa
$R_B$	1	mm
$d_B$	260	mm
$D_B$	278	mm

Tab. 7.22 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 5 v místě B

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{D_B}{d_B} = \frac{278}{260} = 1,07mm \quad ; \quad \frac{R_B}{d_B} = \frac{1}{260} = 0,0039mm$$

$\alpha_{kB}; \alpha_{oB}$  odečtena z grafu viz obr. 6.1 a obr. 6.2

$$\alpha_{oB} = 2,6; \alpha_{kB} = 1,2$$

Statická bezpečnost v místě B:

$$k_{sB} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oB} \cdot \alpha_{oB})^2 + 3 \cdot (\tau_{kB} \cdot \alpha_{kB})^2}} = \frac{330}{\sqrt{(28,91 \cdot 2,6)^2 + (41,73 \cdot 1,2)^2}} = 2,88$$

(7.23)

#### 4.7.5.3 Nebezpečný průřez C

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$\sigma_{oC}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	29	MPa
$\sigma_{kC}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	31,68	MPa
$R_C$	1	mm
$d_C$	260	mm
$D_C$	278	mm

Tab. 7.23 Hodnoty zatížení a rozměrů hřídele č. 5 v místě C

Pomocné výpočty pro určení součinitelů:

$$\frac{D_C}{d_C} = \frac{278}{260} = 1,07 \text{ mm} \quad ; \quad \frac{R_C}{d_C} = \frac{1}{260} = 0,0039 \text{ mm}$$

$\alpha_{kB}; \alpha_{oB}$  odečtena z grafu viz obr. 6.1 a obr. 6.2

$$\alpha_{oC} = 2,6; \alpha_{kC} = 1,2$$

Statická bezpečnost v místě C:

$$k_{sC} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_{oC} \cdot \alpha_{oC})^2 + 3 \cdot (\tau_{kC} \cdot \alpha_{kC})^2}} = \frac{330}{\sqrt{(29 \cdot 2,6)^2 + (31,68 \cdot 1,2)^2}} = 3,3$$

(7.24)

#### 4.7.6 Statická kontrola - hřídel č. 6, hřídel č. 7

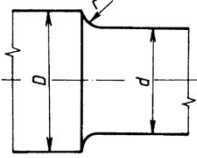
Hřídele č. 6 a č. 7 jsou stejné koncepce, jako hřídele č. 1 a č. 2, tudíž zde není statická kontrola nutná.

#### 4.8 Dynamická kontrola - Grafy a tabulky pro určení součinitelů a parametrů dynamické kontroly

Všechny tabulky a grafy byly použity z literatury [2]

Pevnost materiálu hřídele $R_m$ (MPa)	pro ohyb $\beta_\sigma$		pro krut $\beta_\tau$
	drážka vyrobená		drážka vyrobená
	čepovou frézou	kotoučovou frézou	libovolnou frézou
400	1,51	1,30	1,20
500	1,64	1,38	1,37
600	1,76	1,46	1,54
700	1,89	1,54	1,71
800	2,01	1,62	1,88
900	2,14	1,64	2,05
1 000	2,26	1,77	2,22
1 200	2,50	1,92	2,39

Obr. 8.1 Vrubový součinitel  $\beta$  pro hřídele s drážkou pro pero

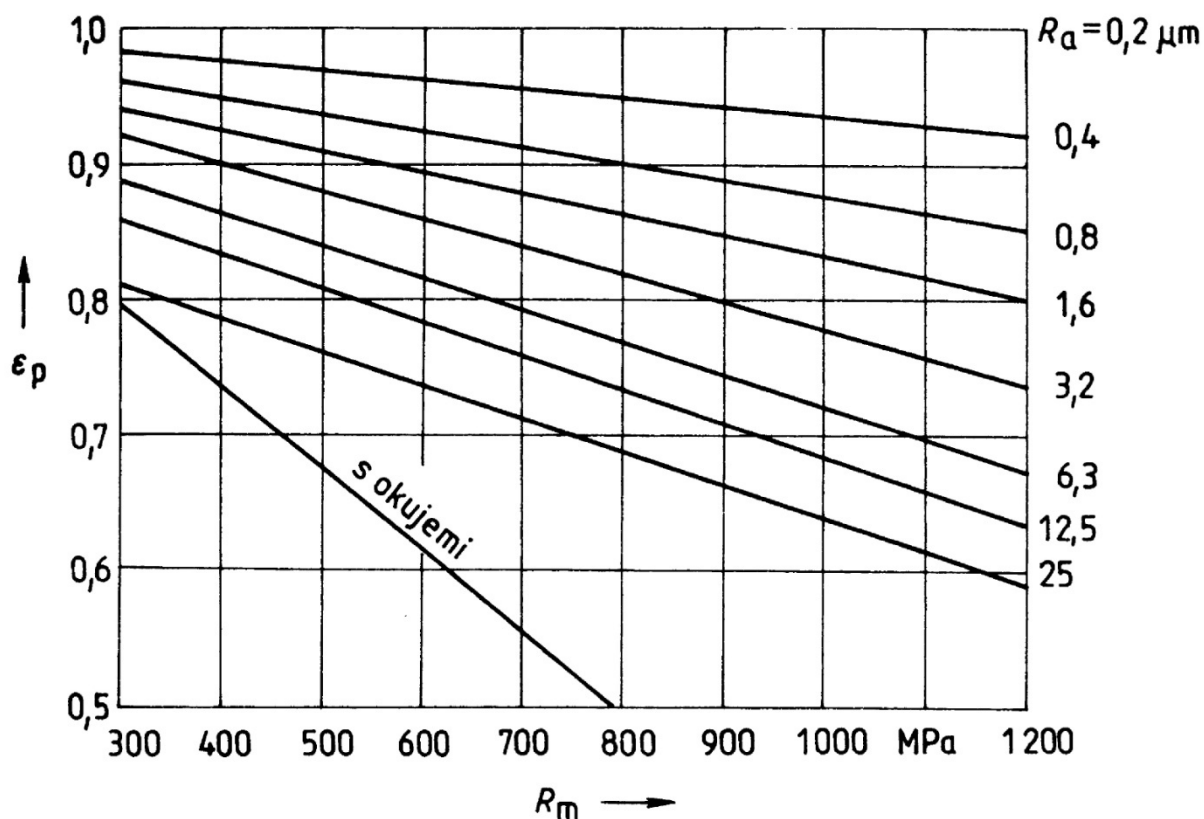
							
$D/d$	$r/d$	$\beta_\sigma$ pro ocel $R_m$ (MPa)			$\beta_\tau$ pro ocel $R_m$ (MPa)		
		$\leq 500$	800	$\geq 1\,000$	$\leq 500$	800	$\geq 1\,000$
1,05	0,02	1,70	1,88	2,05	1,24	1,29	1,33
	0,05	1,48	1,57	1,63	1,15	1,18	1,20
	0,10	1,28	1,33	1,36	1,08	1,10	1,12
	0,15	1,20	1,23	1,25	1,06	1,08	1,09
	0,20	1,16	1,20	1,22	1,05	1,06	1,07
1,10	0,02	2,00	2,24	2,47	1,40	1,52	1,62
	0,05	1,64	1,70	1,75	1,25	1,28	1,30
	0,10	1,37	1,42	1,45	1,12	1,16	1,18
	0,15	1,27	1,31	1,34	1,09	1,12	1,14
	0,20	1,20	1,24	1,27	1,06	1,08	1,10
1,25	0,02	2,12	2,68	3,10	1,64	1,73	1,18
	0,05	1,81	1,97	2,10	1,40	1,45	1,48
	0,10	1,47	1,54	1,60	1,20	1,27	1,32
	0,15	1,35	1,40	1,43	1,15	1,20	1,24
	0,20	1,30	1,32	1,34	1,09	1,13	1,16
1,50	0,02	2,42	—	—	1,76	1,97	2,14
	0,05	1,91	2,06	2,20	1,48	1,56	1,62
	0,10	1,53	1,61	1,67	1,24	1,32	1,38
	0,15	1,38	1,44	1,48	1,19	1,25	1,29
	0,20	1,33	1,36	1,38	1,10	1,18	1,24

Obr. 8.2 Vrubový součinitel  $\beta$  pro osazené hřídele namáhané ohybem a krutem

Průměr součásti $d$ (mm)	Součinitel velikosti		
	pro ohyb $v_\sigma$		pro krut $v_\tau$
	nelegované oceli	legované oceli	všechny oceli
10	1,00	1,00	1,00
20	0,95	0,86	0,91
30	0,91	0,80	0,86
40	0,88	0,75	0,81
50	0,84	0,71	0,78
60	0,80	0,69	0,76
70	0,78	0,68	0,74
80	0,76	0,67	0,73
100	0,73	0,64	0,72
120	0,70	0,62	0,70
150	0,68	0,61	0,68
> 150	0,60	0,54	0,60

Obr. 8.3 Součinitelé charakterizující citlivost materiálu na nesouměrnost cyklu



Obr. 8.4 Součinitelé  $\epsilon_p$  vyjadřující vliv jakosti povrchu na mez únavy

Použité veličiny	Jednotky
$d$ ...průměr hřídele v nebezpečném místě	mm
$\sigma_o$ ...napětí v ohybu	MPa
$\tau_K$ ...napětí v krutu	MPa
$\beta_\sigma$ ...vrubový součinitel pro hřídele s drážkou pro pero pro ohyb	/
$\beta_\tau$ ...vrubový součinitel pro hřídele s drážkou pro pero pro krut	/
$U_\sigma$ ...součinitel vyjadřující vliv velikosti součásti na mez únavy pro ohyb	/
$U_\tau$ ...součinitel vyjadřující vliv velikosti součásti na mez únavy pro krut	/
$\epsilon_p$ ...součinitel vyjadřující vliv jakosti povrchu na mez únavy	/
$R_{es}$ ...mez kluzu ve smyku	MPa
$\sigma_{Co}$ ...mez únavy v ohybu	MPa
$\tau_{Ck}$ ...mez únavy v krutu	MPa

Tab. 8.1 Veličiny, použité v dynamické kontrole

## 4.9 Dynamická kontrola

### 4.9.1 Kontrola nejnebezpečnějšího místa na hřídeli č. 1: Místo D

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$d_D$	100	mm
$\sigma_{oD}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	13,38	MPa
$\tau_{kD}$ ...odečteno z programu INVENTOR 2009®	12,969	MPa
$\beta_{\sigma D}$ ...odečteno z obr. 8.1	1,46	/
$\beta_{\tau D}$ ...odečteno z obr. 8.1	1,54	/
$\nu_{\sigma D}$ ...odečteno z obr. 8.3	0,64	/
$\nu_{\tau D}$ ...odečteno z obr. 8.3	0,72	/
$\varepsilon_{pD}$ ...odečteno z obr. 8.4 pro Ra 0,8	0,86	/

Tab. 9.1 Parametry hřídele, zatížení a odečtené součinitele

Materiál hřídele	11600	
$R_{es}$ ...mez kluzu ve smyku	210	MPa
$\sigma_{Co}$ ...mez únavy v ohybu	280	MPa
$\tau_{Ck}$ ...mez únavy v krutu	170	MPa
$R_m$ ...pevnost v tahu	600	MPa

Tab. 9.2 Vlastnosti hřídele č. 1

Dynamická bezpečnost v ohybu v místě D:

$$k_{\sigma C} = \frac{\sigma_{Co}}{\frac{\beta_{\sigma D}}{\nu_{\sigma D} \cdot \varepsilon_{pD}} \cdot \sigma_{oD}} = \frac{280}{\frac{1,46}{0,64 \cdot 0,86} \cdot 13,38} = 10,7 \quad (9.1)$$

Dynamická bezpečnost v krutu v místě D:

$$k_{\tau C} = \frac{\tau_{Ck}}{\frac{\beta_{\tau D}}{\nu_{\tau D} \cdot \varepsilon_{pD}} \cdot \tau_{kD}} = \frac{170}{\frac{1,54}{0,72 \cdot 0,86} \cdot 12,97} = 7,13 \quad (9.2)$$

Bezpečnost proti plastickým deformacím v místě D:

$$k_{\tau c}^I = \frac{R_{es}}{\tau_{kD}} = \frac{210}{7,13} = 16,19 \geq k_{\tau c} = 7,13 \triangleright \text{vyhovuje} \quad (9.3)$$

Výsledná dynamická bezpečnost v místě D:

$$k_{dynC} = \frac{k_{\sigma D} \cdot k_{\tau D}}{\sqrt{k_{\sigma D}^2 + k_{\tau D}^2}} = \frac{10,7 \cdot 7,13}{\sqrt{10,7^2 + 7,13^2}} = 5,93 \geq 1,5 - 3,5 \triangleright \text{vyhovuje} \quad (9.4)$$

#### **4.9.2 Kontrola nejnebezpečnějšího místa na hřídeli č. 2: Místo B**

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$d_B$	130	mm
$\sigma_{oB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	38,94	MPa
$\tau_{kB}$ ...odečteno z programu INVENTOR 2009®	22,06	MPa
$\beta_{\sigma B}$ ...odečteno z obr. 8.1	1,636	/
$\beta_{\tau B}$ ...odečteno z obr. 8.1	2,016	/
$\nu_{\sigma B}$ ...odečteno z obr. 8.3	0,62	/
$\nu_{\tau B}$ ...odečteno z obr. 8.3	0,69	/
$\varepsilon_{pB}$ ...odečteno z obr. 8.4 pro Ra 0,8	0,85	/

Tab. 9.3 Parametry hřídele, zatížení a odečtené součinitele

Materiál hřídele	13240.6	
$R_{es}$ ...mez kluzu ve smyku	355	MPa
$\sigma_{Co}$ ...mez únavy v ohybu	390	MPa
$\tau_{Ck}$ ...mez únavy v krutu	230	MPa
$R_m$ ...pevnost v tahu	880	MPa

Tab. 9.4 Vlastnosti hřídele č. 2

Dynamická bezpečnost v ohybu v místě B:

$$k_{\sigma B} = \frac{\sigma_{Co}}{\frac{\beta_{\sigma B}}{\nu_{\sigma B} \cdot \varepsilon_{pB}} \cdot \sigma_{oB}} = \frac{390}{\frac{1,63}{0,62 \cdot 0,85} \cdot 38,94} = 4,47 \quad (9.5)$$

Dynamická bezpečnost v krutu v místě B:

$$k_{\tau B} = \frac{\sigma_{Ck}}{\frac{\beta_{\tau B}}{\nu_{\tau B} \cdot \varepsilon_{pB}} \cdot \tau_{kB}} = \frac{230}{\frac{2,016}{0,69 \cdot 0,85} \cdot 22,06} = 4,19 \quad (9.6)$$

Bezpečnost proti plastickým deformacím v místě B:

$$k_{\tau B}^I = \frac{R_{es}}{\tau_{kB}} = \frac{355}{22,06} = 16,09 \geq k_{\tau B} = 4,19 \triangleright \text{vyhovuje} \quad (9.7)$$

Výsledná dynamická bezpečnost v místě B:

$$k_{dynB} = \frac{k_{\sigma B} \cdot k_{\tau B}}{\sqrt{k_{\sigma B}^2 + k_{\tau B}^2}} = \frac{4,47 \cdot 4,19}{\sqrt{4,47^2 + 4,19^2}} = 3,05 \geq 1,5 - 3,5 \triangleright \text{vyhovuje} \quad (9.8)$$

#### **4.9.3 Kontrola nejnebezpečnějšího místa na hřídeli č. 3: Místo B**

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$d_B$	180	mm
$\sigma_{oB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	53,47	MPa
$\tau_{kB}$ ...odečteno z programu INVENTOR 2009®	31,05	MPa
$\beta_{\sigma B}$ ...odečteno z obr. 8.1	1,636	/
$\beta_{\tau B}$ ...odečteno z obr. 8.1	2,016	/
$\nu_{\sigma B}$ ...odečteno z obr. 8.3	0,54	/
$\nu_{\tau B}$ ...odečteno z obr. 8.3	0,6	/
$\varepsilon_{pB}$ ...odečteno z obr. 8.4 pro Ra 0,8	0,85	/

Tab. 9.5 Parametry hřídele, zatížení a odečtené součinitele

Materiál hřídele	13240.6	
$R_{es}$ ...mez kluzu ve smyku	355	MPa
$\sigma_{Co}$ ...mez únavy v ohybu	390	MPa
$\tau_{Ck}$ ...mez únavy v krutu	230	MPa
$R_m$ ...pevnost v tahu	880	MPa

Tab. 9.6 Vlastnosti hřídele č. 3

Dynamická bezpečnost v ohybu v místě B:

$$k_{\sigma B} = \frac{\sigma_{Co}}{\frac{\beta_{\sigma B}}{\nu_{\sigma B} \cdot \varepsilon_{pB}} \cdot \sigma_{oB}} = \frac{390}{\frac{1,636}{0,54 \cdot 0,85} \cdot 53,47} = 2,83 \quad (9.9)$$

Dynamická bezpečnost v krutu v místě B:

$$k_{\tau B} = \frac{\sigma_{Ck}}{\frac{\beta_{\tau B}}{\nu_{\tau B} \cdot \varepsilon_{pB}} \cdot \tau_{kB}} = \frac{230}{\frac{2,016}{0,54 \cdot 0,6} \cdot 31,05} = 2,59 \quad (9.10)$$

Bezpečnost proti plastickým deformacím v místě B:

$$k_{\tau B}^I = \frac{R_{es}}{\tau_{kB}} = \frac{355}{31,05} = 11,43 \geq k_{\tau B} = 2,59 \triangleright \text{vyhovuje} \quad (9.11)$$

Výsledná dynamická bezpečnost v místě B:

$$k_{dynB} = \frac{k_{\sigma B} \cdot k_{\tau B}}{\sqrt{k_{\sigma B}^2 + k_{\tau B}^2}} = \frac{2,83 \cdot 2,59}{\sqrt{2,83^2 + 2,59^2}} = 1,91 \geq 1,5 - 3,5 \triangleright \text{vyhovuje} \quad (9.12)$$

#### 4.9.4 Kontrola nejnebezpečnějšího místa na hřídeli č. 4: Místo C

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$d_C$	260	mm
$\sigma_{oC}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	0,066	MPa
$\tau_{kC}$ ...odečteno z programu INVENTOR 2009®	46,94	MPa
$\beta_{\sigma C}$ ...odečteno z obr. 8.2	1,46	/
$\beta_{\tau C}$ ...odečteno z obr. 8.2	1,54	/
$\nu_{\sigma C}$ ...odečteno z obr. 8.3	0,54	/
$\nu_{\tau C}$ ...odečteno z obr. 8.3	0,6	/
$\varepsilon_{pC}$ ...odečteno z obr. 8.4 pro Ra 0,8	0,86	/

Tab. 9.7 Parametry hřídele, zatížení a odečtené součinitele

Materiál hřídele	11600	
$R_{es}$ ...mez kluzu ve smyku	210	MPa
$\sigma_{Co}$ ...mez únavy v ohybu	280	MPa
$\tau_{Ck}$ ...mez únavy v krutu	170	MPa
$R_m$ ...pevnost v tahu	600	MPa

Tab. 9.8 Vlastnosti hřídele č. 4

Dynamická bezpečnost v ohybu v místě C:

$$k_{\sigma C} = \frac{\sigma_{Co}}{\frac{\beta_{\sigma C}}{\nu_{\sigma C} \cdot \varepsilon_{pC}} \cdot \sigma_{oC}} = \frac{280}{\frac{1,46}{0,54 \cdot 0,86} \cdot 0,066} = 1824,5$$

Dynamická bezpečnost v krutu v místě C:

$$k_{\tau C} = \frac{\tau_{Ck}}{\frac{\beta_{\tau C}}{\nu_{\tau C} \cdot \varepsilon_{pC}} \cdot \tau_{kC}} = \frac{170}{\frac{1,54}{0,6 \cdot 0,86} \cdot 46,94} = 1,64 \quad (9.13)$$

§Bezpečnost proti plastickým deformacím v místě C:

$$k_{\tau c}^I = \frac{R_{es}}{\tau_{kc}} = \frac{210}{46,94} = 4,47 \geq k_{\tau c} = 1,64 \triangleright \text{vyhovuje} \quad (9.14)$$

Výsledná dynamická bezpečnost v místě C:

$$k_{dynC} = \frac{k_{\sigma C} \cdot k_{\tau C}}{\sqrt{k_{\sigma C}^2 + k_{\tau C}^2}} = \frac{1824,5 \cdot 1,64}{\sqrt{1824,5^2 + 1,64^2}} = 1,64 \geq 1,5 - 3,5 \triangleright \text{vyhovuje} \quad (9.15)$$

#### **4.9.5 Kontrola nejnebezpečnějšího místa na hřídeli č. 5: Místo B**

Použité veličiny	Hodnota	Jednotky
$d_B$	260	mm
$\sigma_{oB}$ ... odečteno z programu INVENTOR 2009®	28,91	MPa
$\tau_{kB}$ ...odečteno z programu INVENTOR 2009®	41,73	MPa
$\beta_{\sigma B}$ ...odečteno z obr. 8.2	1,46	/
$\beta_{\tau B}$ ...odečteno z obr. 8.2	1,54	/
$\nu_{\sigma B}$ ...odečteno z obr. 8.3	0,54	/
$\nu_{\tau B}$ ...odečteno z obr. 8.3	0,6	/
$\varepsilon_{pB}$ ...odečteno z obr. 8.4 pro Ra 0,8	0,86	/

Tab. 9.9 Parametry hřídele, zatížení a odečtené součinitele

Materiál hřídele	11600	
$R_{es}$ ...mez kluzu ve smyku	210	MPa
$\sigma_{Co}$ ...mez únavy v ohybu	280	MPa
$\tau_{Ck}$ ...mez únavy v krutu	170	MPa
$R_m$ ...pevnost v tahu	600	MPa

Tab. 9.10 Vlastnosti hřídele č. 5

Dynamická bezpečnost v ohybu v místě B:

$$k_{\sigma B} = \frac{\sigma_{Co}}{\frac{\beta_{\sigma B}}{\nu_{\sigma B} \cdot \varepsilon_{pB}} \cdot \sigma_{oB}} = \frac{280}{\frac{1,46}{0,54 \cdot 0,85} \cdot 28,91} = 4,17 \quad (9.16)$$

Dynamická bezpečnost v krutu v místě B:

$$k_{\tau B} = \frac{\sigma_{Ck}}{\frac{\beta_{\tau B}}{\nu_{\tau B} \cdot \varepsilon_{pB}} \cdot \tau_{kB}} = \frac{170}{\frac{1,54}{0,6 \cdot 0,86} \cdot 41,73} = 1,85 \quad (9.17)$$

Bezpečnost proti plastickým deformacím v místě B:

$$k_{\tau B}^I = \frac{R_{es}}{\tau_{kB}} = \frac{210}{41,73} = 5,03 \geq k_{\tau B} = 1,85 \triangleright \text{vyhovuje} \quad (9.18)$$

Výsledná dynamická bezpečnost v místě B:

$$k_{dynB} = \frac{k_{\sigma B} \cdot k_{\tau B}}{\sqrt{k_{\sigma B}^2 + k_{\tau B}^2}} = \frac{4,17 \cdot 1,85}{\sqrt{4,17^2 + 1,85^2}} = 1,69 \geq 1,5 - 3,5 \triangleright \text{vyhovuje} \quad (9.20)$$

#### **4.9.6 Kontrola nejnebezpečnějšího místa na hřídeli č. 6 a hřídeli č. 7**

Hřídele č. 6 a č. 7 jsou stejné koncepce, jako hřídele č. 1 a č. 2, tudíž zde není statická kontrola nutná.



## 4.10 Výpočet ložisek

Výpočet a návrh ložisek byl proveden v programu INVENTOR 2009. Hodnoty a výsledky jsou převzaty z programu Inventor 2009. Pro výpočet ložisek byly použity zatížení, převzaty z generátoru hřídelů.

Kompletní zpráva je uložena na disku CD: VI. Výpočty a návrh ložisek

### 4.10.1 Ložiska č. 1 na hřídeli č. 1

Tab. 10.1 - Zatížení

Radiální zatížení ložiska	$F_r$	8386 N
Otáčení hřídele	$n$	750 ot
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti	$S_0$	2,0 [-]

Tab. 10.2 - Ložisko

Určení		CSN 02 4630 (6220)
Vnitřní průměr ložiska	$d$	100,000 mm
Vnější průměr ložiska	$D$	180,000 mm
Šířka ložiska	$B$	34,000 mm
Základní dynamická nosnost	$C$	124000 N
Základní statická nosnost	$C_0$	93000 N
Součinitel dynamického radiálního zatížení	$X$	0,60 [-] / 0,60 [-]
Součinitel dynamického axiálního zatížení	$Y$	0,50 [-] / 0,50 [-]
Součinitel statického radiálního zatížení	$X_0$	0,60 [-]
Součinitel statického axiálního zatížení	$Y_0$	0,50 [-]

Tab. 10.3 - Výpočet životnosti ložiska

Způsob výpočtu		ISO 281-1990
Požadovaná jmenovitá životnost	$L_{req}$	10000 hr
Požadovaná spolehlivost	$R_{req}$	90 [-]
Součinitel upravení životnosti pro zvláštní vlastnosti ložiska	$a_2$	1,00 [-]
Součinitel upravení životnosti pro provozní podmínky	$a_3$	1,00 [-]
Provozní teplota	$T$	100 °C
Součinitel přídavných sil	$f_d$	1,00 [-]

Tab. 10.4 - Výsledky

Jmenovitá životnost	$L_{na}$	332565 hr
Vypočtený součinitel statické bezpečnosti	$S_{0c}$	11,08942 [-]
Výkon ztracený třením v ložisku	$P_z$	29,63988 W
Nutné minimální zatížení	$F_{min}$	930 N
Statické ekvivalentní zatížení	$P_0$	8386 N
Dynamické ekvivalentní zatížení	$P$	5032 N
Součinitel upravení životnosti pro spolehlivost	$a_1$	1,00 [-]
Pevnostní kontrola	<b>Vyhovuje</b>	

**4.10.2 Ložiska č. 2 na hřídeli č. 2**

Tab. 10.5 - Zatížení

Radiální zatížení ložiska	$F_r$	31295 N
Otáčení hřídele	$n$	201 ot
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti	$s_0$	2,0 [-]

Tab. 10.6 - Ložisko

Určení		CSN 02 4630 (6226)
Vnitřní průměr ložiska	$d$	130,000 mm
Vnější průměr ložiska	$D$	230,000 mm
Šířka ložiska	$B$	40,000 mm
Základní dynamická nosnost	$C$	156000 N
Základní statická nosnost	$C_0$	132000 N
Součinitel dynamického radiálního zatížení	$X$	0,60 [-] / 0,60 [-]
Součinitel dynamického axiálního zatížení	$Y$	0,50 [-] / 0,50 [-]
Součinitel statického radiálního zatížení	$X_0$	0,60 [-]
Součinitel statického axiálního zatížení	$Y_0$	0,50 [-]

Tab. 10.7 - Výpočet životnosti ložiska

Způsob výpočtu		(ISO 281-1990)
Požadovaná jmenovitá životnost	$L_{req}$	10000 hr
Požadovaná spolehlivost	$R_{req}$	90 [-]
Součinitel upravení životnosti pro zvláštní vlastnosti ložiska	$a_2$	1,00 [-]
Součinitel upravení životnosti pro provozní podmínky	$a_3$	1,00 [-]
Provozní teplota	$T$	100°C
Součinitel přidavných sil	$f_d$	1,00 [-]

Tab. 10.8 - Výsledky

Jmenovitá životnost	$L_{na}$	47619 hr
Vypočtený součinitel statické bezpečnosti	$s_{0c}$	4,21789 [-]
Výkon ztracený třením v ložisku	$P_z$	38,47786 W
Nutné minimální zatížení	$F_{min}$	1320 N
Statické ekvivalentní zatížení	$P_0$	31295 N
Dynamické ekvivalentní zatížení	$P$	18777 N
Součinitel upravení životnosti pro spolehlivost	$a_1$	1,00 [-]
Součinitel teploty	$f_t$	1,00 [-]
Pevnostní kontrola	<b>Vyhovuje</b>	

#### **4.10.3 Ložiska č. 3 na hřídeli č. 3**

Tab. 10.9 - Zatížení

Radiální zatížení ložiska	$F_r$	73205 N
Otáčení hřídele	$n$	54 ot
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti	$s_0$	2,0 [-]

Tab. 10.10 - Ložisko

Určení		CSN 02 4645 (A 7036)
Vnitřní průměr ložiska	d	180,000 mm
Vnější průměr ložiska	D	280,000 mm
Šířka ložiska	B	46,000 mm
Jmenovitý úhel dotyku ložiska	$\alpha$	25 deg
Základní dynamická nosnost	C	235000 N
Základní statická nosnost	$C_0$	300000 N
Součinitel dynamického radiálního zatížení	X	0,60 [-] / 0,60 [-]
Součinitel dynamického axiálního zatížení	Y	0,50 [-] / 0,50 [-]
Součinitel statického radiálního zatížení	$X_0$	0,60 [-]
Součinitel statického axiálního zatížení	$Y_0$	0,50 [-]

Tab. 10.11 - Výpočet životnosti ložiska

Způsob výpočtu		(ISO 281-1990)
Požadovaná jmenovitá životnost	$L_{req}$	10000 hr
Požadovaná spolehlivost	$R_{req}$	90 [-]
Součinitel upravení životnosti pro zvláštní vlastnosti ložiska	$a_2$	1,00 [-]
Součinitel upravení životnosti pro provozní podmínky	$a_3$	1,00 [-]
Provozní teplota	T	100°C
Součinitel přidavných sil	$f_d$	1,00 [-]

Tab. 10.12 - Výsledky

Jmenovitá životnost	$L_{na}$	47526 hr
Vypočtený součinitel statické bezpečnosti	$S_{0c}$	4,09810 [-]
Výkon ztracený třením v ložisku	$P_z$	33,35088 W
Nutné minimální zatížení	$F_{min}$	3000 N
Statické ekvivalentní zatížení	$P_0$	73205 N
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	43923 N
Pevnostní kontrola	<b>Vyhovuje</b>	

**4.10.4 Ložiska č. 4 na hřídeli č. 4**

Tab. 10.13 - Zatížení

Radiální zatížení ložiska	$F_r$	50130 N
Otáčení hřídele	$n$	13 ot
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti	$s_0$	2,0 [-]

Tab. 10.14 - Ložisko

Určení		CSN 02 4630 (61952)
Vnitřní průměr ložiska	$d$	260,000 mm
Vnější průměr ložiska	$D$	360,000 mm
Šířka ložiska	$B$	46,000 mm
Základní dynamická nosnost	$C$	111000 N
Základní statická nosnost	$C_0$	163000 N
Součinitel dynamického radiálního zatížení	$X$	0,60 [-] / 0,60 [-]
Součinitel dynamického axiálního zatížení	$Y$	0,50 [-] / 0,50 [-]
Součinitel statického radiálního zatížení	$X_0$	0,60 [-]
Součinitel statického axiálního zatížení	$Y_0$	0,50 [-]

Tab. 10.15 - Výpočet životnosti ložiska

Způsob výpočtu		(ISO 281-1990)
Požadovaná jmenovitá životnost	$L_{req}$	10000 hr
Požadovaná spolehlivost	$R_{req}$	90 [-]
Součinitel upravení životnosti pro zvláštní vlastnosti ložiska	$a_2$	1,00 [-]
Součinitel upravení životnosti pro provozní podmínky	$a_3$	1,00 [-]
Provozní teplota	$T$	100 c
Součinitel přidavných sil	$f_d$	1,00 [-]

Tab. 10.16 - Výsledky

Jmenovitá životnost	$L_{na}$	63171 hr
Vypočtený součinitel statické bezpečnosti	$s_{0c}$	3,25152 [-]
Výkon ztracený třením v ložisku	$P_z$	8,14440 W
Nutné minimální zatížení	$F_{min}$	1630 N
Statické ekvivalentní zatížení	$P_0$	50130 N
Dynamické ekvivalentní zatížení	$P$	30078 N
Součinitel upravení životnosti pro spolehlivost	$a_1$	1,00 [-]
Pevnostní kontrola	<b>Kladný</b>	

**4.10.5 Ložiska č. 5 na hřídeli č. 5**

Tab. 10.17 - Zatížení

Radiální zatížení ložiska	$F_r$	77518 N
Otáčení hřídele	$n$	13 ot
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti	$s_0$	2,0 [-]

Tab. 10.18 - Ložisko

Určení		CSN 02 4670 N (N2252)
Vnitřní průměr ložiska	$d$	260,000 mm
Vnější průměr ložiska	$D$	480,000 mm
Šířka ložiska	$B$	130,000 mm
Základní dynamická nosnost	$C$	990000 N
Základní statická nosnost	$C_0$	1420000 N
Součinitel dynamického radiálního zatížení	$X$	0,60 [-] / 0,60 [-]
Součinitel dynamického axiálního zatížení	$Y$	0,50 [-] / 0,50 [-]
Součinitel statického radiálního zatížení	$X_0$	0,60 [-]
Součinitel statického axiálního zatížení	$Y_0$	0,50 [-]

Tab. 10.19 - Výpočet životnosti ložiska

Způsob výpočtu		ISO 281-1990
Požadovaná jmenovitá životnost	$L_{req}$	10000 hr
Požadovaná spolehlivost	$R_{req}$	90 [-]
Součinitel upravení životnosti pro zvláštní vlastnosti ložiska	$a_2$	1,00 [-]
Součinitel upravení životnosti pro provozní podmínky	$a_3$	1,00 [-]
Provozní teplota	$T$	100°C
Součinitel přídavných sil	$f_d$	1,00 [-]

Tab. 10.20 - Výsledky

Jmenovitá životnost	$L_{na}$	6120045 hr
Vypočtený součinitel statické bezpečnosti	$S_{0c}$	18,31842 [-]
Výkon ztracený třením v ložisku	$P_z$	15,39247 W
Nutné minimální zatížení	$F_{min}$	28400 N
Statické ekvivalentní zatížení	$P_0$	77518 N
Dynamické ekvivalentní zatížení	$P$	77518 N
Součinitel upravení životnosti pro spolehlivost	$a_1$	1,00 [-]
Součinitel teploty	$f_t$	1,00 [-]
Pevnostní kontrola	<b>Kladný</b>	

#### 4.10.6 Ložiska č. 6 na hřídeli č. 6

Tab. 10.21 - Zatížení

Radiální zatížení ložiska	$F_r$	7312 N
Otáčení hřídele	$n$	750 ot
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti	$s_0$	2,0 [-]

Tab. 10.22 - Ložisko

Určení		CSN 02 4630 (6220)
Vnitřní průměr ložiska	$d$	100,000 mm
Vnější průměr ložiska	$D$	180,000 mm
Šířka ložiska	$B$	34,000 mm
Jmenovitý úhel dotyku ložiska	$\alpha$	0 deg
Základní dynamická nosnost	$C$	124000 N
Základní statická nosnost	$C_0$	93000 N
Součinitel dynamického radiálního zatížení	$X$	0,60 [-] / 0,60 [-]
Součinitel dynamického axiálního zatížení	$Y$	0,50 [-] / 0,50 [-]
Součinitel statického radiálního zatížení	$X_0$	0,60 [-]
Součinitel statického axiálního zatížení	$Y_0$	0,50 [-]

Tab. 10.23 - Výpočet životnosti ložiska

Způsob výpočtu		ISO 281-1990
Požadovaná jmenovitá životnost	$L_{req}$	10000 hr
Požadovaná spolehlivost	$R_{req}$	90 [-]
Součinitel upravení životnosti pro zvláštní vlastnosti ložiska	$a_2$	1,00 [-]
Součinitel upravení životnosti pro provozní podmínky	$a_3$	1,00 [-]
Provozní teplota	$T$	100 c
Součinitel přidavných sil	$f_d$	1,00 [-]

Tab. 10.24 - Výsledky

Jmenovitá životnost	$L_{na}$	501805 hr
Vypočtený součinitel statické bezpečnosti	$s_{0c}$	12,71925 [-]
Výkon ztracený třením v ložisku	$P_z$	25,84186 W
Nutné minimální zatížení	$F_{min}$	930 N
Statické ekvivalentní zatížení	$P_0$	7312 N
Dynamické ekvivalentní zatížení	$P$	4387 N
Součinitel upravení životnosti pro spolehlivost	$a_1$	1,00 [-]
Součinitel teploty	$f_t$	1,00 [-]
Pevnostní kontrola	<b>Vyhovuje</b>	

#### **4.10.7 Ložiska č. 7 na hřídeli č. 7**

Tab. 10.25 - Zatížení

Radiální zatížení ložiska	$F_r$	7101 N
Otáčení hřídele	$n$	201 ot
Požadovaný součinitel statické bezpečnosti	$s_0$	2,0 [-]



Tab. 10.26 - Ložisko

Určení		CSN 02 4630 (6226)
Vnitřní průměr ložiska	d	130,000 mm
Vnější průměr ložiska	D	230,000 mm
Šířka ložiska	B	40,000 mm
Základní dynamická nosnost	C	156000 N
Základní statická nosnost	C <sub>0</sub>	132000 N
Součinitel dynamického radiálního zatížení	X	0,60 [-] / 0,60 [-]
Součinitel dynamického axiálního zatížení	Y	0,50 [-] / 0,50 [-]
Součinitel statického radiálního zatížení	X <sub>0</sub>	0,60 [-]
Součinitel statického axiálního zatížení	Y <sub>0</sub>	0,50 [-]

Tab. 10.27 - Výpočet životnosti ložiska

Způsob výpočtu		ISO 281-1990
Požadovaná jmenovitá životnost	L <sub>req</sub>	10000 hr
Požadovaná spolehlivost	R <sub>req</sub>	90 [-]
Součinitel upravení životnosti pro zvláštní vlastnosti ložiska	a <sub>2</sub>	1,00 [-]
Součinitel upravení životnosti pro provozní podmínky	a <sub>3</sub>	1,00 [-]
Provozní teplota	T	100 c
Součinitel přidavných sil	f <sub>d</sub>	1,00 [-]

Tab. 10.28 - Výsledky

Jmenovitá životnost	L <sub>na</sub>	4077108 hr
Vypočtený součinitel statické bezpečnosti	S <sub>0c</sub>	18,59021 [-]
Výkon ztracený třením v ložisku	P <sub>z</sub>	8,73015 W
Nutné minimální zatížení	F <sub>min</sub>	1320 N
Statické ekvivalentní zatížení	P <sub>0</sub>	7101 N
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	4260 N
Součinitel upravení životnosti pro spolehlivost	a <sub>1</sub>	1,00 [-]
Součinitel teploty	f <sub>t</sub>	1,00 [-]
Pevnostní kontrola	<b>Vyhovuje</b>	

#### **4.11 Výpočet a návrh hydromotoru**

Při výpočtu hydromotoru jsem vycházel z požadovaného krouticího momentu k určení geometrického objemu, který určuje výběr hydromotoru. Krouticí moment jsem volil podle krouticího momentu hydromotoru pro zachování stejného převodového poměru při napojení ozubených kol s hřídelí na hydromotor.

$$\Delta P \dots \text{změna tlaku} = \Rightarrow 15 - 20 \text{ MPa} \Rightarrow \text{volím } 20 \text{ MPa}$$

$$M_{Km} \dots \text{krouticí moment u elektromotoru } M_{Km} = 2546,47 \text{ N.m}$$

Výpočet geometrického objemu:

$$V_g = \frac{M \cdot 2\pi}{\Delta P} = \frac{2546,47 \cdot 2 \cdot 2,14}{20} = 800 \text{ cm}^3 \quad (12.1)$$

Podle vypočítaného geometrického objemu volím hydromotor:

Firma: Masserman Hydromotor

Typ: A2FM1000/60W-VPH010

Maximální otáčky:  $160 \text{ ot. min}^{-1}$

Maximální geometrický objem:  $800 \text{ cm}^3$

#### **4.12 Výpočet šroubů ložiskového domku**

Zvolený šroub: ČSN EN 24014 M22 x 120

##### **4.12.1 Kontrola šroubů na střih**

Kontrola byla provedena podle [3]

$$P_{k \max} \dots \text{maximální síla při vytlačování } P_{k \max} = 395661,9 \text{ N}$$

$$d_{\text{šr}} \dots \text{průměr vybraného šroubu } d_{\text{šr}} = 22 \text{ mm}$$

$$\tau_D \dots \text{dovolené napětí ve střihu šroubu } \tau_D = 20 \text{ MPa}$$

Potřebné množství šroubů při výpočtu na střih:

$$i_{\text{střih}} = \frac{P_{k \max}}{\tau_D \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{sr}}^2}{4}} = \frac{395661,9}{20 \cdot \frac{3,14 \cdot 22^2}{4}} = 3,25 \text{ šroubu} \quad (12.2)$$

#### **4.12.2 Kontrola šroubů na otlačení**

$p_D$  ... dovolené napětí otlačení  $p_D = 120 \text{ MPa}$

$l_{\min}$  ... délka menší namáhané strany šroubu otlačení  $l_{\min} = 19 \text{ mm}$

Potřebné množství šroubů při výpočtu na otlačení:

$$i_{\text{otlačení}} = \frac{P_{k \max} / 2}{p_D \cdot d_{\text{sr}} \cdot l_{\min}} = \frac{395661,9 / 2}{120 \cdot 22 \cdot 19} = 1 \text{ šroubu} \quad (12.3)$$

**Podle vypočtených hodnot volím počet šroubů = 4**

Kontrola byla provedena podle [3]

## **5. Závěr**

Úkolem této diplomové práce byl návrh náhradního pohonu výtlačného zařízení velkoprostorové koksárenské baterie. Maximální zdvih výtlačného zařízení je 25416mm. Rychlost vytlačování je 0,5m/s. Pro pohon výtlačného zařízení jsem užil poháněcí soustavy se členy: motor, převodovka, ozubený převod a náhradní pohon, hydromotor. Napojení hydromotoru v případě poruchy elektromotoru jsem se snažil udělat co nejjednodušeji a využíval jsem stejné převodové poměry, ložiska a hřídele, jako u konstrukce převodovky a napojení na elektromotor. Materiály a normalizované součásti jsem navrhoval tak, aby byly co nejefektivnější a nebyly tak náročné na cenu. Poháněcí soustava je navržena pomocí moderních konstrukčních programů, jež umožňují přesné a optimalizované výpočty a jejich přehledné 3D zobrazení. Všechny tyto podrobné zprávy jsou uloženy na disku CD (pevnostní výpočet hřídelů, ložisek a ozubených kol).

## **6. Seznam použitých pramenů**

- [1] CHOCHOLÁČ, Miroslav. *Koksovny Díl III*. Ostrava : Ediční středisko VŠB v Ostravě, 1958. 150 s.
- [2] KŘÍŽ, Rudolf; VÁVRA, Pavel. *Strojírenská příručka 5. SVAZEK*. Praha : SCIENTIA, spol. s r. o., 1994. 241 s. ISBN 80-85827-59-X
- [3] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů Spoje*. Ostrava : Ediční středisko VŠB v Ostravě, 2002. 111 s.
- [4] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení*. Ostrava : MONTANEX a.s., 2000. 225 s. ISBN 80- 7225-018-3
- [5] CHOCHOLÁČ, Miroslav. *Koksovny Díl I*. Ostrava : Ediční středisko VŠB v Ostravě, 1963. 146 s.
- [6] CHOCHOLÁČ, Miroslav. *Koksovny Díl II : sešit 1*. Ostrava : Ediční středisko VŠB v Ostravě, 1970. 108 s.
- [7] CHOCHOLÁČ, Miroslav. *Koksovny IV. díl*. Ostrava : Ediční středisko VŠB v Ostravě, 1967. 220 s.
- [8] VÁVRA, Pavel. *STROJNICKÉ TABULKY : pro SPŠ strojnické*. Praha : SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983. 672 s. Typové číslo L 13 – C2 – V – 84/25705.
- [9] ROZUM, Karel. *Výrobní zařízení pro zpracování kovů, zařízení koksoven*. Ostrava, 1993. 142 s.
- [10] Firemní literatura
- [11] Patentová literatura

## **7 Přílohy**

- I. Parametry hydromotoru
- II. Parametry spojky u pastorku (CMD Senior)
- III. Parametry spojky u elektromotoru (FENA)
- IV. Parametry brzdy (FENA)
- V. Parametry elektromotoru
- VI. Výpočty a návrh hřídelů
- VII. Výpočty a návrh ložisek
- VIII. Výpočty a návrh ozubených kol
- IX. Výkres KOM082 1 - 67
- X. Výkres KOM082 1 - 68
- XI. Výkres KOM082 1 - 69
- XII. Výkres KOM082 1 - 70
- XIII. Výkres KOM082 1 - 71
- XIV. Výkres KOM082 1 - 7 2
- XV. Výkres KOM082 1
- XVI. Výkres KOM082 2